

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE
M.Sc.A.

PAR
Philippe MARTINEAU ROUSSEAU

INVESTIGATION NUMÉRIQUE DE LA PERTE DE RENDEMENT À
L'AVANT-DISTRIBUTEUR DE DEUX TURBINES FRANCIS

MONTREAL, LE 9 DÉCEMBRE 2014



Philippe Martineau Rousseau, 2014



Cette licence Creative Commons signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette oeuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'oeuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE:

M. Azzeddine Soulaïmani, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Christian Masson, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Michel Sabourin, examinateur externe
Centre de technologie mondial en hydroélectricité durable à Alstom Canada Inc.

M. Wahid S. Ghaly, examinateur externe
Département de génie mécanique et industriel à l'Université Concordia

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 12 AOÛT 2014

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Pour l'initiation de ce projet de recherche, je remercie M. Michel Sabourin, directeur du Centre de Technologie Mondial en Hydroélectricité Durable chez *ALSTOM Énergies Renouvelables Canada Inc.*. Je remercie mon directeur de recherche, le professeur Azzeddine Soulaïmani, pour son appui, ses idées et ses suggestions quant à l'orientation des travaux. Plusieurs étapes de ces travaux ont bénéficié de l'apport technique d'ingénieurs d'*ALSTOM Énergies Renouvelables Canada Inc.*, tels que Guillaume Boutet-Blais, Laurent Bornard, Félix-Antoine Payette et Mark Lussier.

À l'École de technologie supérieure (ÉTS), je remercie Amine Ben El Haj Ali, Mamadou Kabirou Touré et Adil Fahsi, du groupe de recherche GRANIT, pour leurs conseils techniques. Je remercie tout autant Martin Gauthier, analyste des systèmes et réseaux informatiques à l'ÉTS et le personnel du CLUMEQ, pour leur aide à l'usage du centre de calcul haute performance Guillimin.

La réalisation des simulations numériques avec le centre de calcul haute performance Guillimin de l'Université McGill, sous la gouverne de Calcul Québec et Calcul Canada, dont l'exploitation est financée par la Fondation canadienne pour l'innovation (FCI), NanoQuébec, le RMGA et le FQRNT, a contribué à l'avancement de ce projet et à l'obtention de résultats dans des délais raisonnables. Le support à ce projet par la contribution financière du Fond Québécois de la Recherche sur la nature et les Technologies (FQRNT) et du Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie du Canada (CRSNG) a également simplifié le déroulement des travaux.

Finalement, je remercie mon amoureuse pour son support de tous les jours dans la réalisation des travaux. De plus, sa contribution pour la correction de la langue française a amélioré la qualité de ce mémoire.

INVESTIGATION NUMÉRIQUE DE LA PERTE DE RENDEMENT À L'AVANT-DISTRIBUTEUR DE DEUX TURBINES FRANCIS

Philippe MARTINEAU ROUSSEAU

RÉSUMÉ

L'objectif de ce mémoire est de déterminer l'augmentation de rendement due à la modification de l'avant-distributeur par la simulation simultanée de l'écoulement dans les composantes noyées de deux turbines hydrauliques. Cette méthode de simulation, par les équations RANS instationnaires, vise à déterminer l'effet de la réduction de la perte de rendement à l'avant-distributeur sur les composantes aval de la turbine. Pour y parvenir, une méthodologie de simulation, par accroissement de la taille des domaines de simulation, est mise en œuvre jusqu'à l'obtention des simulations de turbine complète. Les simulations de domaine réduit évaluent l'influence des paramètres de simulation et la possibilité d'un domaine de taille réduite à capter la diminution de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur.

Les simulations de turbine complète montrent que la source principale de réduction de la perte de rendement provient de la modification même des avant-directrices. Celle-ci élimine le décollement de la couche limite à leur bord d'attaque et l'importante zone de recirculation dans la double-grille. La réduction de la perte de rendement dans la roue diminue en comparaison à celle dans la double-grille. Selon l'analyse des simulations de turbine complète et la comparaison avec celles de bâche avec la double-grille, la roue uniformise l'écoulement à son entrée. Ainsi, la faible variation de la perte de rendement dans la roue provient de la modification de l'écoulement moyen par le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur. Ensuite, l'écoulement très similaire à la sortie de la roue, mis à part un point d'opération différent entre la géométrie originale et modifiée, admet une très faible variation de la perte de rendement dans l'aspirateur. L'effet de la seule différence de l'écoulement est également vérifié avec une précision accrue par des simulations d'aspirateur seul.

Ces résultats montrent que la méthodologie numérique utilisée pour les simulations de turbine complète semble incapable de déterminer toute la réduction de la perte de rendement mesurée expérimentalement. Il apparaît que les paramètres numériques mis en œuvre montrent possiblement l'atteinte des limites d'une modélisation RANS de l'écoulement dans l'ensemble de la turbine hydraulique pour déterminer une réduction pointue de la perte de rendement. Pour cette raison, il est préféré l'usage des simulations des composantes fixes en amont de la roue dû aux ressources informatiques nécessaires à leur réalisation par rapport à la précision de leur évaluation de la perte de rendement.

Keywords: Énergie hydraulique, Turbine Francis, Réhabilitation, Mécanique numérique de fluide, Hydroélectricité

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAD LOSSES AT THE STAY VANES OF TWO FRANCIS TURBINES

Philippe MARTINEAU ROUSSEAU

ABSTRACT

The objective of this work is to determine the efficiency augmentation due to stay vanes modification by full turbine flow simulation of two hydraulic turbines. This method of simulation with unsteady RANS equations aims to determine the effect of reducing the head losses at the stay vanes on the downstream components of the turbine. To achieve this objective, a methodology of simulation by increasing the size of the turbine simulation domains is developed. It assesses the impact of simulation parameters and the capacity of smaller simulation domain to evaluate head losses reduction by stay vanes modification.

Complete turbine simulations show that the main source of head losses reduction is from the stay vanes modifications. These eliminate the boundary layer separation at their leading edge and the large recirculation zone in the turbine stator. Head-loss reduction in the runner is mitigated in comparison to that in stay vanes. It is shown that the runner uniformizes the flow at its entrance. Thus, the small head-loss variation in the runner originates from the mean flow modification by the boundary layer separation at the stay vanes. Then, very similar flow at runner outlet, except for the different point of operation between the original and modified geometry admits a very small variation of the head losses in the draft tube. The effect of the operating point difference of the flow is also verified with a more accurate simulation of the draft tube alone.

These results indicate that the methodology used for the numerical simulations of a complete turbine cannot determine all the head-loss reduction measured experimentally. It appears that the numerical parameters implemented show the limits of RANS modeling of the flow in the entire hydraulic turbine for determining a precise reduction of the head losses. For this reason, it is wiser to prefer the use of simulations of fixed components upstream of the runner due to the computing resources needed for their implementation in comparison to the accuracy of their assessment of the head losses.

Keywords: Francis Turbine, Francis Turbine Rehabilitation, Computational Fluid Dynamic, Hydropower

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 LES TURBINES HYDRAULIQUES	5
1.1 Introduction aux turbines hydrauliques	5
1.1.1 Termes adimensionnels et de similitude	8
1.2 Bâche spirale et double-grille	9
1.3 Roue Francis	16
1.4 Aspirateur	19
1.5 Essais modèles	22
CHAPITRE 2 MODÉLISATION DE LA TURBULENCE	25
2.1 Équation de Navier-Stokes	25
2.2 Moyenne de Reynolds des équations de Navier-Stokes	26
2.3 Modèles de turbulence	29
2.3.1 Modèle de turbulence $k - \varepsilon$	30
2.3.2 Modèle de turbulence $k - \omega$	32
2.3.3 Modèle de turbulence $k - \omega$ SST	34
2.4 Résolution numérique des équations de Navier-Stokes par le logiciel ANSYS CFX	36
2.4.1 Discrétisation des termes diffusifs	39
2.4.2 Discrétisation des termes de pression	39
2.4.3 Discrétisation du débit	39
2.4.4 Discrétisation des termes convectifs	40
2.4.5 Discrétisation des termes temporels	41
2.4.6 Résolution du système d'équations	41
CHAPITRE 3 ÉTAT DE L'ART DE LA SIMULATION NUMÉRIQUE DES ÉCOULEMENTS EN TURBINE HYDRAULIQUE	43
3.1 Simulations numériques de turbines hydrauliques	43
3.2 Aspirateur	48
3.3 Résumé	49
CHAPITRE 4 PROBLÉMATIQUE ET OBJECTIFS	51
4.1 Problématique	51
4.2 Objectifs	56
CHAPITRE 5 MÉTHODOLOGIE DE LA MODÉLISATION NUMÉRIQUE	59
5.1 Domaines de simulation	60
5.1.1 Bâche seule	60
5.1.2 Bâche avec roue	61

5.1.3	Turbine complète	61
5.2	Discretisation spatiale	62
5.3	Conditions aux limites	63
5.4	Paramètres numériques	64
5.5	Évaluation des résultats numériques	68
CHAPITRE 6 ÉTUDE DU CAS 1		71
6.1	Simulations de turbine complète	71
6.1.1	Bâche spirale et double-grille	72
6.1.2	Roue	81
6.1.3	Aspirateur	88
6.1.3.1	Simulations d'aspirateur seul	93
6.2	Comparaison avec les essais modèles	97
6.3	Comparaison des domaines de simulation	98
6.3.1	Bâche spirale et double-grille	99
6.3.2	Roue et extension	104
6.4	Récapitulatif	109
CHAPITRE 7 ÉTUDE DU CAS 2		113
7.1	Simulations de turbine complète	113
7.1.1	Bâche spirale et double-grille	114
7.1.2	Roue	122
7.1.3	Aspirateur	126
7.2	Comparaison avec les essais modèles	133
7.3	Comparaison entre les domaines de simulation	134
7.4	Récapitulatif	138
CONCLUSION		141
ANNEXE I	ÉCOULEMENT DANS LA COUCHE LIMITE	145
ANNEXE II	ANGLE HYDRAULIQUE À L'ENTRÉE DE L'AVANT-DISTRIBUTEUR	151
ANNEXE III	DOMAINES DE SIMULATION	153
ANNEXE IV	DISCRÉTISATION SPATIALE	157
ANNEXE V	INFLUENCE DE L'ÉCOULEMENT EN ENTRÉE DE LA BÂCHE SPIRALE	173
ANNEXE VI	PROFIL DE VITESSE ANALYTIQUE D'UN ÉCOULEMENT TURBULENT DÉVELOPPÉ DANS UNE CONDUITE CIRCULAIRE	185

ANNEXE VII	SCHÉMAS DES SURFACES ET DES PRISES DE PRESSION	187
ANNEXE VIII	COMPARISON BETWEEN STRUCTURED HEXAHEDRAL AND HYBRID TETRAHEDRAL MESHES GENERATED BY COMMERCIAL SOFTWARE FOR CFD HYDRAULIC TURBINE ANALYSIS	191
BIBLIOGRAPHIE		201

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 4.1	Orientation de l'avant-distributeur originale et modifiée comparée à l'angle hydraulique de 14.2° de l'écoulement évalué dans une simulation de bêche seule 53
Tableau 4.2	Diminution de la perte de rendement évaluée par les méthodes numériques industrielles et mesuré en essais modèles au cas 1 54
Tableau 4.3	Orientation de l'avant-distributeur originale et modifiée comparée à l'angle hydraulique de 22.1° de l'écoulement évaluée dans une simulation de bêche seule 55
Tableau 4.4	Diminution de la perte de rendement évaluée par les méthodes numériques industrielles et mesuré en essais modèles au cas 2 55
Tableau 5.1	Points de fonctionnement simulés dans les deux turbines hydrauliques étudiées 63
Tableau 5.2	Paramètres numériques des simulations stationnaires 66
Tableau 5.3	Paramètres numériques des simulations instationnaire de turbine complète 68
Tableau 5.4	Sous-division du domaine de turbine complète pour l'évaluation de la perte de rendement par composante 69
Tableau 6.1	Réduction du coefficient de la perte de rendement évaluée par les simulation de turbine complète comparée à celle des essais modèles 72
Tableau 6.2	Coefficient de la perte de rendement dans la bêche spirale et la double-grille 74
Tableau 6.3	Coefficient de la perte de rendement et chute interne dans la roue 82
Tableau 6.4	Moment cinétique moyen à l'entrée et la sortie de la roue 82
Tableau 6.5	Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis 91
Tableau 6.6	Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis 95

Tableau 6.7	Comparaison absolue des simulations de turbine complète avec les données d'essais modèles	98
Tableau 6.8	Réduction du coefficient de la perte de rendement par composante selon le domaine de simulation	99
Tableau 6.9	Coefficient de la perte de rendement évaluée dans la bêche spirale et la double-grille en fonction du domaine de simulation	100
Tableau 6.10	Coefficient de la perte de rendement et chute interne de la roue évaluées avec les simulations de bêche avec roue et de turbine complète	105
Tableau 6.11	Moment cinétique moyen à l'entrée et la sortie de la roue dans les simulations de bêche avec roue et de turbine complète.....	106
Tableau 7.1	Réduction du coefficient de la perte de rendement avec les simulations de turbine complète comparée à celui des essais modèles	114
Tableau 7.2	Coefficient de la perte de rendement et chute interne dans la roue	124
Tableau 7.3	Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis	131
Tableau 7.4	Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis	132
Tableau 7.5	Comparaison absolue des simulations de turbine complète avec les données d'essais modèles	133
Tableau 7.6	Réduction du coefficient de la perte de rendement par composante selon le domaine de simulation	134
Tableau 7.7	Moment cinétique moyen à l'entrée de la roue par les simulations de bêche seule et de turbine complète	138

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Schéma simplifié d'une centrale hydroélectrique, tiré et adapté de Wikipedia (2013b) 5
Figure 1.2	Turbine hydraulique et ses principales composantes 8
Figure 1.3	Bâche spirale et double-grille selon une coupe horizontale au plan distributeur et leurs principales dimensions 10
Figure 1.4	Coupe verticale de la bâche spirale et de la double-grille et leurs principales dimensions 11
Figure 1.5	Schématisation du décollement de la couche limite, inspiré de Wikipedia (2013a) 12
Figure 1.6	Vecteurs de vitesse à une AVDs avec une zone de recirculation. Image tirée de simulation de bâche seule du cas 2. 13
Figure 1.7	Vitesse débitante adimensionnée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale. Image tirée d'une simulation de bâche seule du cas 2. 13
Figure 1.8	Vecteurs de vitesse et angle hydraulique au bord d'attaque d'une AVD 14
Figure 1.9	Vecteur de vitesses au bord de fuite d'une directrice..... 15
Figure 1.10	Passages hydrauliques d'une roue Francis..... 16
Figure 1.11	Représentation bidimensionnelle des triangles de vitesse en fonction du point de fonctionnement sur une aube de roue Francis 18
Figure 1.12	Exemple d'un aspirateur à trois pertuis et ses principales parties 20
Figure 1.13	Écoulements secondaires dans une conduite coudée à 90° avec un profil de vitesse développé imposé à l'entrée..... 22
Figure 2.1	Schématisation de l'application de la méthode des volumes finis sur un maillage en triangles bidimensionnels 37
Figure 2.2	Détail de la méthode des volumes finis sur un élément du maillage en triangles bidimensionnels 37

Figure 4.1	Géométrie originale et modifiée de la double-grille du cas 1	53
Figure 4.2	Rendement de la turbine originale et modifiée évalué en essais modèles du cas 1. Valeurs adimensionnalisées par le rendement maximal de la géométrie modifiée.	54
Figure 4.3	Modifications apportées aux AVDs de la géométrie du cas 2.....	55
Figure 4.4	Rendement de la turbine originale et modifiée évalué en essais modèles du cas 1. Valeurs adimensionnalisées par le rendement maximal de la géométrie modifiée	56
Figure 5.1	Vitesse débitante adimensionnalisée par la vitesse moyenne à l'entrée de la bêche en fonction du modèle de turbulence dans la géométrie originale du cas 2.....	64
Figure 6.1	Vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une AVD de la géométrie originale et modifiée	73
Figure 6.2	Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille.....	74
Figure 6.3	Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$	75
Figure 6.4	Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$	75
Figure 6.5	Vitesse débitante à l'axe distributeur adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$	76
Figure 6.6	Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur ($1.1R_{\text{Entrée AVDs}}$). Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale.....	76
Figure 6.7	Variation azimutale du débit en sortie de distributeur. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale.	77
Figure 6.8	Vitesse débitante en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$	78
Figure 6.9	Vitesse débitante en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$	78

Figure 6.10	Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 79
Figure 6.11	Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 79
Figure 6.12	Moment cinétique moyen en fonction du rayon de la double-grille 80
Figure 6.13	Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 80
Figure 6.14	Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 81
Figure 6.15	Lignes de courant à l'axe distributeur de la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 82
Figure 6.16	Coefficient de la perte de rendement dans la roue en fonction de la position relative 83
Figure 6.17	Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Originale, Bas : Modifiée..... 83
Figure 6.18	Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée 84
Figure 6.19	Vitesse débitante à l'entrée des aubes de la roue, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané 85
Figure 6.20	Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané 86
Figure 6.21	Vitesse débitante moyenne selon une coupe à environ 30% en aval du bord d'attaque des aubes de la roue, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 86
Figure 6.22	Vitesse débitante moyenne selon une coupe à environ 30% en aval du bord d'attaque des aubes de la roue, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 87
Figure 6.23	Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 88

Figure 6.24	Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 89
Figure 6.25	Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur 90
Figure 6.26	Sondage de la vitesse circonférentielle en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur 90
Figure 6.27	Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur 91
Figure 6.28	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 92
Figure 6.29	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ 92
Figure 6.30	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 95
Figure 6.31	Coefficient de la perte de rendement en fonction de la position longitudinale dans l'aspirateur 96
Figure 6.32	Vecteurs de vitesse dans le cône d'aspirateur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ 96
Figure 6.33	Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille évaluée par les domaines de simulation. Gauche : $\gamma = 25^\circ$. Droite : $\gamma = 37.8^\circ$ 101
Figure 6.34	Vitesse débitante au plan méridien de la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ obtenue avec les simulations de bache seule et de bache avec roue 101
Figure 6.35	Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ obtenue avec les simulations de bache seule et de bache avec roue 102

Figure 6.36	Variation azimutale du débit en sortie de distributeur évaluée par les domaines de simulation. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale. Gauche : $\gamma = 25^\circ$. Droite : $\gamma = 37.8^\circ$102
Figure 6.37	Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale. Gauche : $\gamma = 25^\circ$, Droite : $\gamma = 37.8^\circ$103
Figure 6.38	Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale en sortie des directrices dans les simulations de bêche spirale seule et de bêche spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 25^\circ$103
Figure 6.39	Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale au milieu des directrices dans les simulations de bêche spirale seule et de bêche spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 25^\circ$104
Figure 6.40	Moment cinétique dans la double-grille en fonction du rayon. Gauche : $\gamma = 25^\circ$, Droite : $\gamma = 37.8^\circ$104
Figure 6.41	Vecteurs de vitesse selon une coupe verticale dans la roue et le cône apirateur avec les limites approximatives de la zone de recirculation causé par la torche.....106
Figure 6.42	Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$107
Figure 6.43	Sondage de la vitesse circonférentielle en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$107
Figure 6.44	Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$108
Figure 6.45	Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$108
Figure 6.46	Sondage de la vitesse circonférentielle en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$109
Figure 6.47	Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$109
Figure 7.1	Vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une AVD de la géométrie originale et modifiée115

Figure 7.2	Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$115
Figure 7.3	Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$116
Figure 7.4	Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon dans la double-grille.....116
Figure 7.5	Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur du cas 1 dans les simulations de turbine complète. Bec de bêche positionné à 0° et sens de rotation de la bêche horaire.117
Figure 7.6	Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$118
Figure 7.7	Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$118
Figure 7.8	Vitesse débitante en sortie de l'avant-distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$119
Figure 7.9	Variation azimutale du débit en sortie de distributeur. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale.119
Figure 7.10	Vitesse débitante en sortie du distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$120
Figure 7.11	Vitesse débitante en sortie du distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$120
Figure 7.12	Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$121
Figure 7.13	Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$121
Figure 7.14	Moment cinétique moyen en fonction du rayon de la double-grille122
Figure 7.15	Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$122

Figure 7.16	Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$123
Figure 7.17	Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané123
Figure 7.18	Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané124
Figure 7.19	Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée125
Figure 7.20	Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée126
Figure 7.21	Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur127
Figure 7.22	Sondage de la vitesse circonférentielle en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur127
Figure 7.23	Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur128
Figure 7.24	Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$129
Figure 7.25	Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$130
Figure 7.26	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$131
Figure 7.27	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$132
Figure 7.28	Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$133

Figure 7.29	Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille évaluée par les domaines de simulation. Gauche : $\gamma = 24^\circ$. Droite : $\gamma = 28^\circ$	135
Figure 7.30	Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$ obtenue avec les simulations de bêche seule et de bêche avec roue	136
Figure 7.31	Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, selon une surface de rayon constant en sortie de l'avant-distributeur dans les simulations de bêche spirale seule et de bêche spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 24^\circ$	136
Figure 7.32	Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, selon une surface de rayon constant en sortie du distributeur dans les simulations de bêche spirale seule et de turbine complète de la géométrie originale à $\gamma = 24^\circ$	137
Figure 7.33	Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ obtenue avec les simulations de bêche seule et de turbine complète	137
Figure 7.34	Variation azimutale du débit en sortie de distributeur évaluée par les domaines de simulation. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale. Gauche : $\gamma = 24^\circ$. Droite : $\gamma = 28^\circ$	138

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AVD	Avant-directrice
BSL	Menter Baseline Model
DBGR	Double-grille
CEI	Commission Électrotechnique Internationale
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Nombre de Courant (<i>Courant–Friedrichs–Lewy condition</i>)
DES	Detached Eddy Scale
DIR	Directrice
ETS	École de Technologie Supérieure
LES	Large Eddy Scale
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Transport
URANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Aire (m^2)
β	<i>Blend Factor</i> du schéma de discrétisation <i>Specified Blend Factor</i>
α	Angle fluide dans le repère en rotation ($^\circ$)
$\Delta H_{\text{Aspirateur}}$	Perte de rendement dans l'aspirateur (m)
ΔH_{AVD}	Perte de rendement dans l'avant-distributeur (m)
$\Delta H_{\text{Bâche}}$	Perte de rendement dans la bâche spirale (m)
$\Delta H_{\text{DBG R}}$	Perte de rendement dans la double-grille (m)
ΔH_{DIR}	Perte de rendement dans le distributeur (m)
ΔH_{Roue}	Perte de rendement dans la roue (m)
D	Diamètre (m)
$D_{\text{Entrée bâche}}$	Diamètre de l'entrée de la bâche spirale (m)
ε	Dissipation turbulente (m^2/s^3)
E	Énergie potentielle d'un écoulement (m^2/s^2)
g	Accélération gravitationnelle (m/s^2)
θ_{Hyd}	Angle de l'écoulement dans le repère fixe ($^\circ$)
θ_{Geo}	Orientation du bord d'attaques des avant-directrices ($^\circ$)
H_{Brute}	Chute brute (m)
$H_{\text{Directrices}}$	Hauteur des directrices (m)
$H_{\text{Entrée AVDs}}$	Hauteur à l'entrée des avant-directrices (m)
H_i	Chute interne (m)
k	Énergie cinétique turbulente (m^2/s^2)
κ	Constante de Kármán
λ	Coefficient de puissance

l_t	Longueur caractéristique turbulente (m)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
η	Rendement
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ν_t	Viscosité turbulente (m^2/s)
N	Fonction de forme
\vec{n}	Vecteur normal à la surface d'un volume fini
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
φ	Coefficient de débit
ψ	Coefficient d'énergie potentielle
P	Pression statique moyenne (Pa)
p	Pression statique (Pa)
\tilde{p}_i	Pression fluctuante en notation indicielle (Pa)
p_{Totale}	Pression totale (Pa)
P	Puissance (W)
P_m	Puissance mécanique ($kg \cdot m^2/s^{-3}$)
P_n	Puissance nette ($kg \cdot m^2/s^{-3}$)
Q	Débit volumique (m^3/s)
r	Vecteur de la position radiale (m)
Re	Nombre de Reynolds
$R_{\text{Enroulement bâche}}$	Rayon d'enroulement de la bâche spirale (m)
$R_{\text{Entrée AVDs}}$	Rayon d'entrée des avant-directrices (m)
$R_{\text{Sortie directrices}}$	Chute brute(m)
rV_u	Moment cinétique (m^2/s)
S_E	Surface d'un élément de la méthode de volume finis

τ_0	Cisaillement pariétal (Pa)
τ_{ij}	Tenseur de contrainte de Reynolds (m^2/s^2)
T	Couple mécanique ($kg \cdot m^2/s^{-2}$)
t	Temps (s)
$\overline{u_i u_j}$	Tenseur de contraintes de Reynolds (m^2/s^2)
u_i	Vecteur de la vitesse en notation indicielle (m/s)
u_t	Vitesse caractéristique turbulente (m/s)
\tilde{u}_i	Vecteur de vitesse fluctuante en notation indicielle (m/s)
U_i	Vecteur de la vitesse moyenne en notation indicielle (m/s)
V_E	Volume d'un élément de la méthode de volume finis
V	Norme du vecteur vitesse (m/s)
V_m	Composante débitante de la vitesse (m/s)
V_r	Composante radiale de la vitesse (m/s)
V_u	Composante tangentielle de la vitesse (m/s)
Ω	Vitesse de rotation ($tour/s$)
ω	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (s^{-1})
w	Norme du vecteur vitesse dans le repère en rotation (m/s)
χ	Coefficient de récupération de l'énergie cinétique de l'aspirateur
x_i	Vecteur de la position en notation indicielle (m)
Y^+	Distance adimensionnelle à la paroi
z	Élévation (m)

INTRODUCTION

L'hydroélectricité occupe une place historique importante en Amérique du Nord par sa contribution au développement économique et social du Canada et des États-Unis. En effet, la mise en service en 1881 de la première centrale hydroélectrique canadienne éclaire les rues d'Ottawa (Association canadienne de l'hydroélectricité, 2008). Une année plus tard, la première centrale américaine alimente une usine au Wisconsin. Celle-ci, considérée comme la première centrale moderne, relie directement la turbine hydraulique à l'alternateur par un arbre (Library Of Congress, 2013). Depuis ces années, le Canada et les États-Unis sont devenus les principaux pays producteurs d'hydroélectricité. Ce mode de production fournit aujourd'hui 60 % de l'énergie électrique au Canada et 10 % aux États-Unis (U.S. Department of Energy, 2013). Au Canada, 475 centrales hydroélectriques assurent cette production pour une capacité totale de 70 000 MW. Selon l'Association Canadienne de l'hydroélectricité, il est techniquement possible d'ajouter 163 000 MW par la construction de nouvelles centrales ou la réhabilitation de celles en activité.

La réhabilitation des turbines hydrauliques constitue une part importante du marché des turbiniers en Amérique du Nord. Elles sont habituellement réhabilitées après une trentaine d'années de service pour renouveler l'alternateur, souvent en fin de vie utile. Toutefois, un changement de la roue est avantageux économiquement pour l'exploitant en raison de l'augmentation des performances de la turbine. Par exemple, la puissance installée de la centrale de Beauharnois, 5^e en importance dans le parc d'Hydro-Québec, est augmentée d'environ 15 % après réhabilitation (Hydro-Québec, 2008).

Ce projet de recherche porte sur l'étude, par la mécanique des fluides numérique (CFD), des écoulements de deux turbines hydrauliques réhabilitées. Lors de leur réhabilitation, il est constaté, par les essais modèles, que la modification des avant-directrices (AVDs) ajoute 1% à 3% au rendement absolu dû à l'importante réduction des zones de recirculation à leur extrados, soit une augmentation considérable par cette simple modification. L'application de la méthode CFD sur l'ensemble des composantes noyées de la turbine est envisagée pour évaluer cette augmentation de rendement suite à l'échec de sa prédiction dans des travaux réalisés à

l'époque en industrie. Ceux-ci sont réalisés avec des méthodes de simulation supposant que l'augmentation de rendement provient uniquement de la diminution de la perte de rendement localisée aux AVDs. Elles utilisent plusieurs approximations et hypothèses telles que des simplifications du domaine de simulation en raison de ressources informatiques limitées. On se doute qu'elles introduisent des approximations trop importantes des écoulements et négligent les interactions entre les composantes de la turbine telle que l'effet des zones de recirculation sur le comportement de la roue et de l'aspirateur. Il est donc supposé que la résolution simultanée des écoulements de l'ensemble des composantes noyées de la turbine hydraulique élimine ces approximations et prédit adéquatement l'augmentation de rendement mesurée en essais modèles.

Ce mémoire présente l'application de la méthodologie CFD pour analyser l'influence de la perte de rendement aux avant-directrices sur l'ensemble de la turbine et mesurer le gain de rendement par leur modification. Une méthodologie de simulation numérique de la turbine complète, soit de l'entrée de la bêche spirale à la sortie de l'aspirateur, est développée pour modéliser les écoulements par la méthode CFD. Deux turbines hydrauliques Francis réhabilitées sont utilisées afin d'évaluer cette méthodologie par la comparaison du gain de rendement numérique et expérimental. Également, les résultats numériques obtenus par cette méthodologie sont analysés afin de déterminer l'effet de la perte de rendement à l'avant-distributeur sur les autres composantes de la turbine.

Ce document débute avec une introduction sur les turbines hydrauliques, leurs paramètres hydrauliques et la caractérisation de leur performance. Suit une présentation des caractéristiques et des fonctions des principales composantes d'une turbine hydraulique, soit la bêche spirale, la double-grille, la roue et l'aspirateur. De plus, un aperçu du fonctionnement des essais modèles et de l'acquisition des données expérimentales dans la dernière section du premier chapitre. Celui suivant réfère aux équations de la mécanique des fluides, à la modélisation de la turbulence et à la résolution numérique des écoulements avec le logiciel commercial ANSYS CFX. Le troisième chapitre se consacre à l'état de l'art de la modélisation numérique des écoulements dans les turbines hydrauliques. Le quatrième chapitre expose la problématique initiatrice de

ce projet de recherche et ses objectifs. Par la mise en commun des trois précédents chapitres, le cinquième chapitre présente la méthodologie développée pour la simulation et l'analyse de l'écoulement dans les turbines hydrauliques. Cette méthodologie est appuyée par quelques analyses présentées, lorsque nécessaire, en annexe à ce document. Les deux principaux chapitres de ce mémoire exposent les résultats obtenus par la méthode développée précédemment pour chaque cas étudié. Ceux-ci promettent de retrouver, par la méthode CFD de simulation de turbine complète, le gain de rendement mesuré en essais modèles. Aussi, une comparaison des résultats de domaine de simulation réduit avec ceux du domaine de la turbine complète est montrée. Finalement, le dernier chapitre récapitule les principaux résultats et propose des pistes d'amélioration pour de futurs travaux.

CHAPITRE 1

LES TURBINES HYDRAULIQUES

En préalable aux simulations numériques, il est nécessaire de comprendre les bases du fonctionnement d'une turbine hydraulique Francis. Ce chapitre montre les bases de la récupération de l'énergie potentielle d'une exploitation hydraulique par une turbine à réaction. Pour ce faire, le rôle hydraulique de chaque composante de la turbine est détaillé. Ce chapitre se termine par une courte présentation des essais modèles, soit le montage expérimental pour évaluer les performances d'une turbine hydraulique.

1.1 Introduction aux turbines hydrauliques

Une turbine hydraulique est une turbomachine utilisée pour transformer l'énergie potentielle d'un écoulement fluide en énergie mécanique. L'alternateur transforme cette dernière en énergie électrique, distribuée au consommateur par un réseau électrique. Dans une configuration industrielle, l'ensemble formé d'une turbine et d'un alternateur se nomme communément groupe turbine-alternateur, schématisé à la figure 1.1, dans une centrale hydroélectrique.

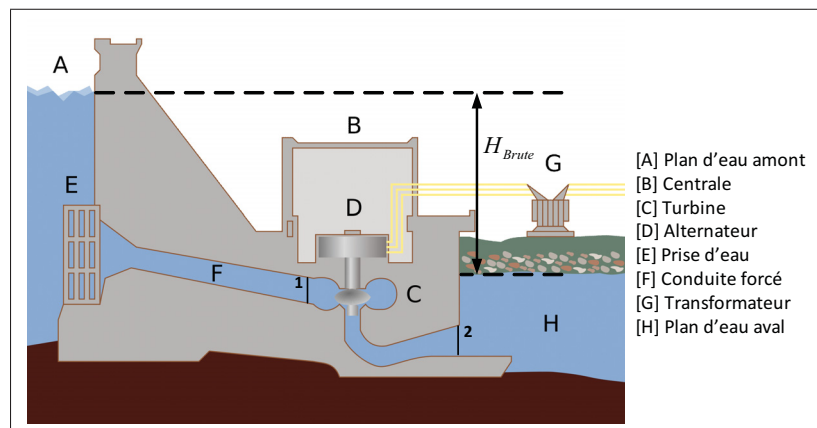


Figure 1.1 Schéma simplifié d'une centrale hydroélectrique, tiré et adapté de Wikipedia (2013b)

Dans cette figure, la chute brute, H_{Brute} , celle exploitable par l'ouvrage hydraulique, correspond à la différence entre le niveau amont et aval des plans d'eau. Habituellement, la tâche du turbinier se limite à exploiter la chute nette H_n , soit la chute hydraulique entre l'entrée de la bêche spirale et la sortie de l'aspirateur.

La réalisation d'un bilan d'énergie selon une ligne de courant entre l'entrée de la bêche spirale et la sortie de l'aspirateur, soit les plans 1 et 2, établit l'équation suivante de la chute nette dans une turbine hydraulique :

$$H_n = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{(Q/A_1)^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{(Q/A_2)^2}{2g} + z_2 \right) \quad (1.1)$$

où ρ est la masse volumique de l'eau, g la constante gravitationnelle, Q le débit volumique, A l'aire de passage et z l'élévation des plans 1 et 2. Cette formulation possède l'avantage de simplifier l'évaluation de la chute nette puisqu'elle utilise une vitesse débitante moyenne à l'entrée et la sortie de la turbine. En effet, il est ardu et invasif de mesurer précisément un champ de vitesse à ces endroits dans la turbine d'essais modèles et encore moins sur celle aux dimensions prototypes. Noter que cette équation considère une conservation du débit dans l'ensemble de la turbine et un écoulement en régime permanent dont les caractéristiques sont sensiblement uniformes aux plans d'entrée et de sortie.

Le génie civil et le turbinier maximisent la pression statique et dynamique à l'entrée de la bêche en réduisant la perte de charge dans la prise d'amenée et la conduite forcée. Au contraire, la pression dynamique est minimale en sortie d'aspirateur afin de réduire la perte d'énergie cinétique et augmenter la chute nette. À cet endroit, la pression statique correspond à l'enfoncement de l'aspirateur. Celle-ci est déterminée avec une analyse économique lors de la conception des ouvrages d'art.

La puissance hydraulique nette P_n disponible à la turbine s'établit comme suit :

$$P_n = \rho g Q H_n \quad (1.2)$$

Elle est la puissance totale à disposition du turbinier lors de la conception ou de la réhabilitation d'une turbine hydraulique. Cependant, des pertes de rendement par frottement et séparation de l'écoulement réduisent la puissance transmise par l'écoulement à la roue. La décomposition de ces pertes dans chaque composante de la turbine, à l'équation suivante, est nécessaire pour l'analyse de sa performance :

$$H_n = \Delta H_{\text{B\^ache}} + \Delta H_{\text{DBG R}} + \Delta H_{\text{Roue}} + \Delta H_{\text{Aspirateur}} + H_i \quad (1.3)$$

où ΔH_{Roue} , $\Delta H_{\text{B\^ache}}$, $\Delta H_{\text{DBG R}}$ et $\Delta H_{\text{Aspirateur}}$ sont respectivement la perte de rendement dans la roue, la b\^ache, la double-grille et l'aspirateur. H_i représente la chute interne dans la roue, soit l'énergie potentielle de l'écoulement transférée à celle-ci. La section 1.3 détaille l'établissement de la chute interne dans la roue par la récupération du moment cinétique de l'écoulement. Naturellement, la somme de ces pertes de rendement et de la chute interne égale la chute nette (Dekker, 2003). Il est approprié de définir le rendement hydraulique η pour représenter le rapport entre la puissance hydraulique disponible et celle récupérée par la roue, la puissance mécanique P_m , équation 1.4. Également, si la roue utilise tout le débit disponible, le rendement équivaut au rapport de la chute interne à la chute nette.

$$\eta = \frac{P_m}{P_n} = \frac{H_i}{H_n} \quad (1.4)$$

Le rendement hydraulique est un critère important pour évaluer la performance d'une turbine hydraulique. En effet, un point de rendement dans une installation industrielle vaut plusieurs milliers de dollars. Noter que le rendement hydraulique maximal d'une turbine moderne est d'environ 95 %.

En lien avec la décomposition des pertes de rendement par composante, ce mémoire considère une turbine hydraulique composée de la b\^ache spirale, la double-grille, la roue et l'aspirateur. Il est logique de conserver ces trois composantes pour une turbine hydraulique puisqu'elles sont

conçues par le turbinier et évaluée par la norme CEI 60193 pour la garantie des performances. La figure 1.2 montre un exemple de celle-ci pour une turbine hydraulique.

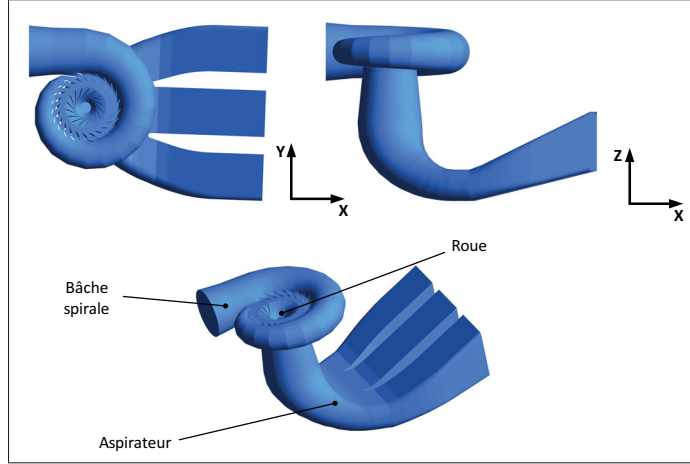


Figure 1.2 Turbine hydraulique et ses principales composantes

1.1.1 Termes adimensionnels et de similitude

Les termes adimensionnels caractérisent les turbines hydrauliques et rendent possible leur comparaison sur une base similaire. L'unicité des conditions hydrauliques de chaque installation hydroélectrique justifie le besoin d'établir ces relations à partir des principales caractéristiques des turbines. Murty (2003) et la norme CEI regroupent les variables d'une turbine hydraulique en fonction du nombre de Reynolds, du coefficient d'énergie potentielle ψ , de débit φ et de puissance λ comme suit :

$$Re = \frac{\rho \pi \Omega D^2}{\mu} \quad (1.5)$$

$$\psi = \frac{E}{\Omega^2 D^2} \quad (1.6)$$

$$\varphi = \frac{Q}{\Omega D^3} \quad (1.7)$$

$$\lambda = \frac{P}{\rho \Omega^3 D^5} \quad (1.8)$$

où D et Ω sont le diamètre et la vitesse de rotation de la roue. Ces trois derniers coefficients, mathématiquement rigoureux, sont toutefois peu utilisés par les turbiniers. Il est habituel d'utiliser des variables réduites basées sur une turbine de diamètre de roue ($D_{Roue} = 1m$) et de chute nette de 1 mètre ($H_n = 1m$) (Eremeev, 2013). Celles-ci, identifiées par l'indice 11, sont :

$$N_{11} = \frac{\Omega D}{\sqrt{H}} \quad (1.9)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (1.10)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 H^{3/2}} \quad (1.11)$$

où N_{11} est la variable réduite de la vitesse de rotation, Q_{11} du débit et P_{11} de la puissance. Ces variables sont utilisées pour transposer les caractéristiques de fonctionnement d'une turbine aux dimensions prototypes à celles modèles.

1.2 Bâche spirale et double-grille

La bâche spirale et la double-grille, schématisées aux figures 1.3 et 1.4, sont les premières composantes à l'entrée de la turbine hydraulique. La partie spirale en colimaçon est la bâche spirale proprement dite tandis que l'avant-distributeur et le distributeur sont l'ensemble appelé double-grille. L'avant-distributeur d'une turbine Francis comporte entre 16 et 24 avant-directrices, dont

la fonction est la résistance de la bêche spirale à la pression hydrostatique. Un nombre similaire de directrices compose le distributeur en fonction des dimensions de la turbine.

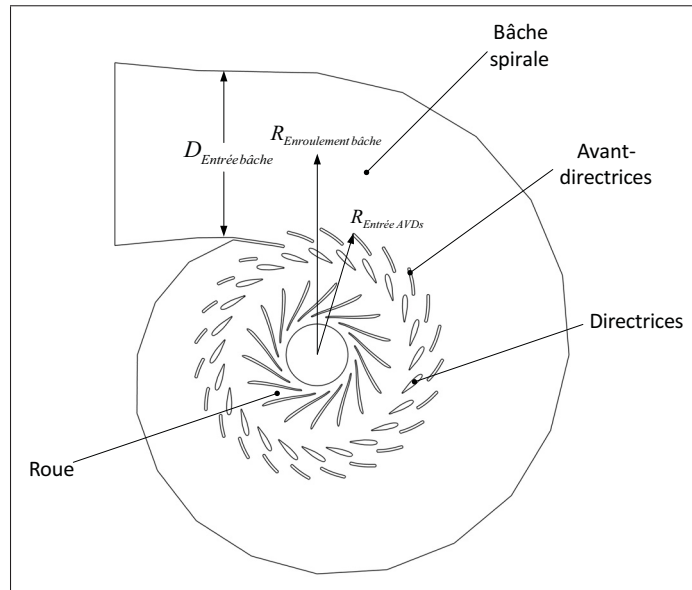


Figure 1.3 Bêche spirale et double-grille
selon une coupe horizontale au plan
distributeur et leurs principales dimensions

La bêche spirale et la double-grille distribuent un débit et un moment cinétique uniformes à l'écoulement à l'entrée de la roue (Murty, 2003). Elles transforment l'énergie potentielle de l'écoulement en énergie cinétique dont la roue assure la transformation en énergie mécanique. La forme spirale en colimaçon de la bêche suivi de l'orientation de l'avant-distributeur et du distributeur ajoute cette composante de rotation à l'écoulement. Les directrices contrôlent l'orientation finale de l'écoulement à l'entrée de la roue et par leur fermeture, le débit dans la turbine. Cet organe, par le contrôle de son orientation en fonction de la charge électrique aux bornes de l'alternateur, modifie la perte de rendement dans le distributeur, la roue et l'aspirateur afin de varier le débit dans la turbine. À cet effet, les directrices contrôlent la puissance d'une turbine hydraulique Francis.

Le turbinier souhaite réaliser les fonctions de la bêche spirale et de la double-grille avec un minimum de perte de rendement pour maximiser la chute disponible à la roue. Cependant, il

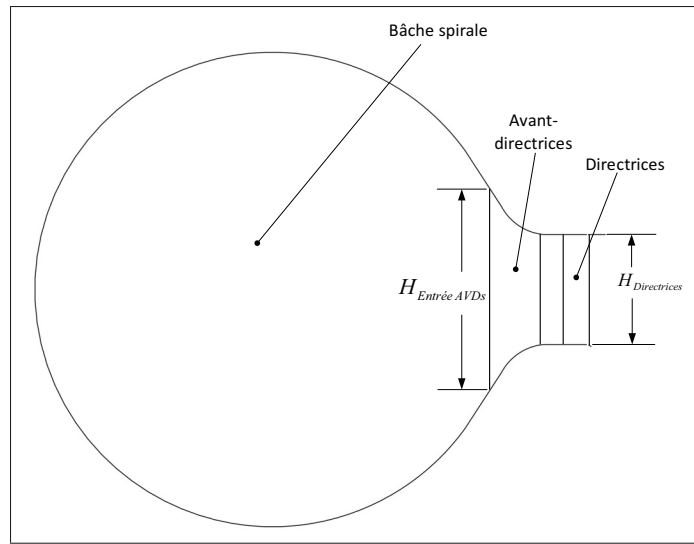


Figure 1.4 Coupe verticale de la bache spirale et de la double-grille et leurs principales dimensions

est parfois confronté à d'importantes pertes de rendement dans la double-grille lors de la réhabilitation de turbines hydrauliques comme celles étudiées. En effet, la géométrie des AVDs provoque d'importantes zones de recirculation initiées par le décollement de la couche limite sur leur bord d'attaque. Le décollement de la couche limite est imputable à la décélération de l'écoulement à l'extérieur de la couche limite (K. Kundu *et al.*, 2011). Ce phénomène augmente pression statique dans la direction inverse à l'écoulement et tend à inverser la direction de l'écoulement dans la couche limite. L'application de la conservation de la quantité de mouvement dans l'écoulement à la paroi, équation 1.12, décrit l'effet du changement de la vitesse.

$$\rho v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)_{\text{Paroi}} = \frac{dp}{dx} \quad (1.12)$$

L'accélération de l'écoulement entraîne une diminution de la pression avec pour résultat un taux de changement négatif du gradient de vitesse à la paroi. Ceci réduit l'épaisseur de la couche limite et favorise son maintien à la paroi. Au contraire, la décélération de l'écoulement amène un taux de changement du gradient de vitesse positif. En fonction de l'intensité et de la

durée d'application du gradient de pression adverse, un taux de changement positif du gradient de vitesse amène :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{\text{Paroi}} = 0 \quad (1.13)$$

soit un cisaillement nul à la paroi. Il s'agit d'un point de décollement de la couche limite et le départ d'une zone de recirculation, schématisé à la figure 1.5 par l'évolution de la couche limite soumise à un gradient de pression adverse.

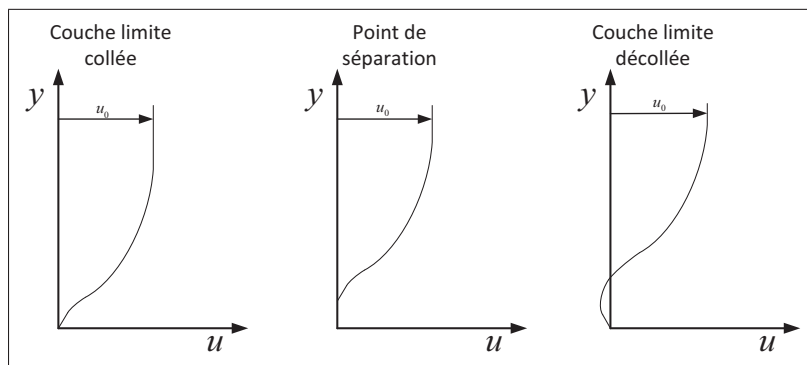


Figure 1.5 Schématisation du décollement de la couche limite, inspiré de Wikipedia (2013a)

Les figure 1.6 et 1.7 montrent en pratique le fort décollement de la couche limite sur une AVD avec la visualisation des vecteurs de vitesse et des contours de la vitesse débitante. Ces figures montrent une épaisseur importante de fluide de direction contraire à l'écoulement de même que l'effet majeur de blocage de l'écoulement par cette zone de recirculation.

Le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur augmente la perte de rendement due à la traînée de forme puisque le contour de l'AVD est agrandi par la zone de recirculation. À ceci, s'ajoutent les effets turbulents et instationnaires causés par le décollement de la couche limite turbulente (K. Kundu *et al.*, 2011). Le sillage possède des caractéristiques similaires à celles d'allées de tourbillons instationnaires. Ce phénomène introduit une importante variation tem-

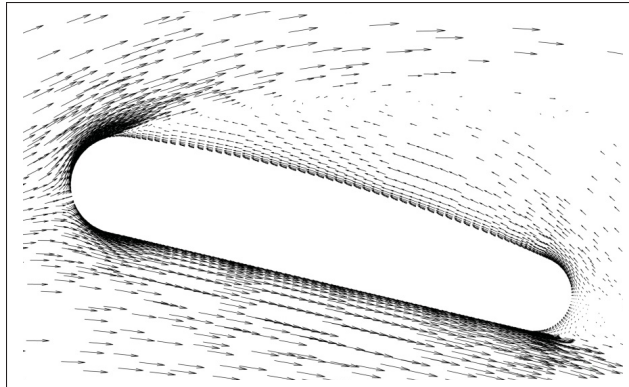


Figure 1.6 Vecteurs de vitesse à une AVDs avec une zone de recirculation. Image tirée de simulation de bache seule du cas 2.

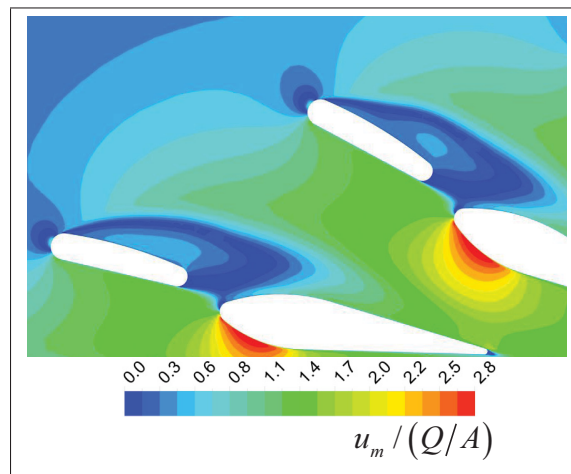


Figure 1.7 Vitesse débitante adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale. Image tirée d'une simulation de bache seule du cas 2.

porelle et spatiale de l'écoulement à l'entrée de la roue et par conséquent accentue l'interaction du sillage avec les aubes de celle-ci.

L'atténuation du décollement de la couche limite à l'avant-distributeur repose sur son orientation adéquate afin de diminuer le défaut d'incidence par rapport à l'angle hydraulique, défini tel que :

$$\tan \theta_{Hyd} = \frac{V_r}{V_u} \quad (1.14)$$

θ_{Hyd} est l'angle par rapport à la tangence, et V_r , V_u sont la vitesse radiale et tangentielle, figure 1.8. L'angle géométrique, soit l'orientation du bord d'attaque de l'avant-directrice, est également défini par rapport à la tangente.

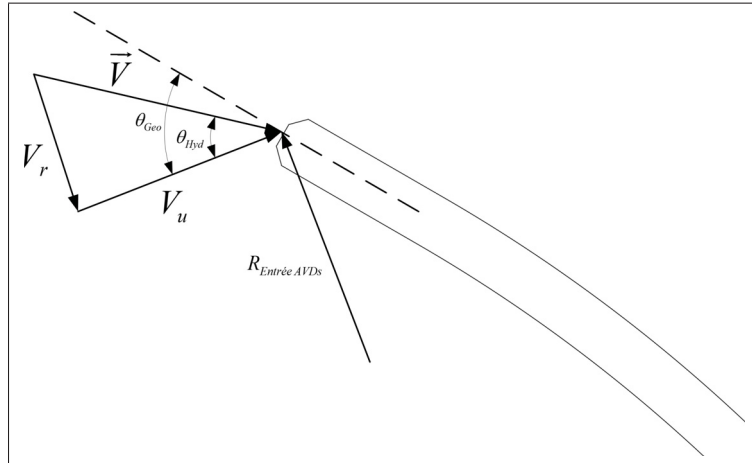


Figure 1.8 Vecteurs de vitesse et angle hydraulique au bord d'attaque d'une AVD

La conservation de la quantité de moments cinétiques dans la bache spirale établit la relation suivante afin d'approximer de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur nonobstant la friction aux parois et les écoulements secondaires :

$$\tan \theta_{Hyd} = \frac{D_{Entrée\ bache}^2}{8R_{Enroulement\ bache}H_{Entrée\ AVDs}} \quad (1.15)$$

avec les dimensions définies aux figures 1.3 et 1.4. L'annexe II explique le cheminement pour obtenir cette relation pour le lecteur intéressé. On constate que l'angle hydraulique dépend uniquement de la géométrie de la bêche spirale. Cette relation simplifie la conception de l'avant-distributeur puisqu'il s'agit de déterminer une orientation unique du bord d'attaque adaptée à l'écoulement de la bêche spirale, indépendamment du débit de la turbine. La conception de l'AVD suppose donc que son orientation en fonction du rayon correspond à celle de l'angle hydraulique. Idéalement, cette condition limite le travail de l'AVD sur l'écoulement. Cependant, il peut être avantageux que celles-ci orientent adéquatement l'écoulement à l'entrée du distributeur.

Les directrices dirigent l'écoulement, figure 1.9, à l'entrée de la roue par le contrôle de sa composante radiale et tangentielle. Au point de meilleur rendement, l'orientation des directrices réduit les pertes de rendement dû au défaut d'incidence de l'écoulement au bord d'attaque des aubes de la roue. La section 1.3 détaille cette implication au fonctionnement de la roue.

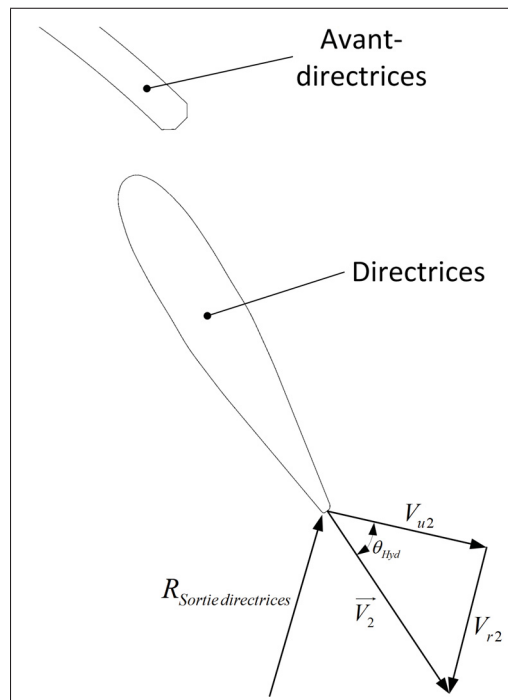


Figure 1.9 Vecteur de vitesses au bord de fuite d'une directrice

Il convient d'introduire les écoulements secondaires causés par la mise en rotation de l'écoulement par la bête spirale comme source supplémentaire de perte de rendement (Kurokawa *et al.*, 1986). Pour l'instant, il est préféré d'expliquer seulement son influence sur l'écoulement dans la bête spirale puisque la section 1.4 approfondie en détail ce phénomène par son importance dans l'aspirateur. Les écoulements secondaires dans la bête spirale influencent l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur. Ceux-ci réduisent la vitesse débitante au plan distributeur de la bête spirale et l'augmentent près des parois. Par conséquent, l'angle hydraulique est davantage tangentiel au plan distributeur donc accroît le risque de décollement de la couche limite à cet endroit.

1.3 Roue Francis

La roue d'une turbine Francis, figure 1.10, dont la conception moderne est de Francis (1835), est une application des équations d'Euler pour récupérer le moment cinétique de l'écoulement, induit par la bête spirale et la double-grille. Pour ce faire, elle transforme un écoulement avec une composante tangentielle et radiale en un écoulement uniquement axial, au point de meilleur rendement. La variation du moment cinétique par la forme de l'aube produit un différentiel de pression entre l'intrados et l'extrados qui récupère l'énergie potentielle de l'écoulement.

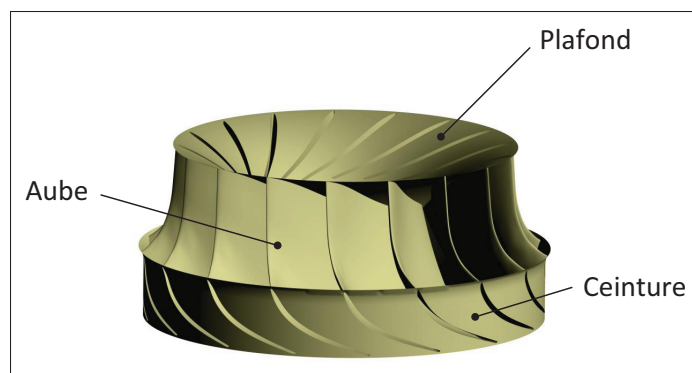


Figure 1.10 Passages hydrauliques d'une roue Francis

L'application de la conservation de la quantité de mouvement angulaire sur un volume de contrôle entre l'entrée et la sortie de la roue détermine l'équation 1.16 d'Euler appliquée aux turbomachines (Murty, 2003). Par l'ajout de la vitesse tangentielle de la roue et de la constante gravitationnelle, l'équation suivante relie la chute interne H_i avec la variation de moment cinétique :

$$T = \dot{m}(r_2 V_{u2} - r_1 V_{u1}) \quad (1.16)$$

$$H_i = \frac{(u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1})}{g} \quad (1.17)$$

où T est le couple mécanique, \dot{m} est le débit massique, r_2 , r_1 sont le rayon, V_{u2} , V_{u1} sont la composante tangentielle de l'écoulement, u_2 , u_1 sont les vitesses tangentielles de la roue, à l'entrée et la sortie de la roue dénotées par les indices 2 et 1. L'équation 1.17 et l'hypothèse d'un moment cinétique nul en sortie de roue, pour maximiser l'exploitation d'une chute hydraulique, dirigent la forme des aubes.

La compréhension de la notion du repère en rotation de la roue au préalable à la construction des triangles de vitesse est nécessaire. Elle considère l'ajout, dans le domaine de la roue, d'une composante de vitesse tangentielle due à sa vitesse de rotation angulaire. Cette dernière est constante en condition de fonctionnement normal d'une turbine hydraulique.

La figure 1.11 présente les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie d'une aube de roue Francis en fonction du point de fonctionnement. Une représentation bidimensionnelle est préférée afin de faciliter la compréhension des triangles de vitesse. Cette représentation est conforme à l'écoulement à l'entrée de la roue puisque celui-ci est tangentiel et radial. Cependant, l'écoulement en sortie de la roue possède une composante radiale en plus de celles tangentielle et axiale. Celle-ci est partiellement fonction de la géométrie du cône d'aspirateur (Mauri *et al.*, 2005).

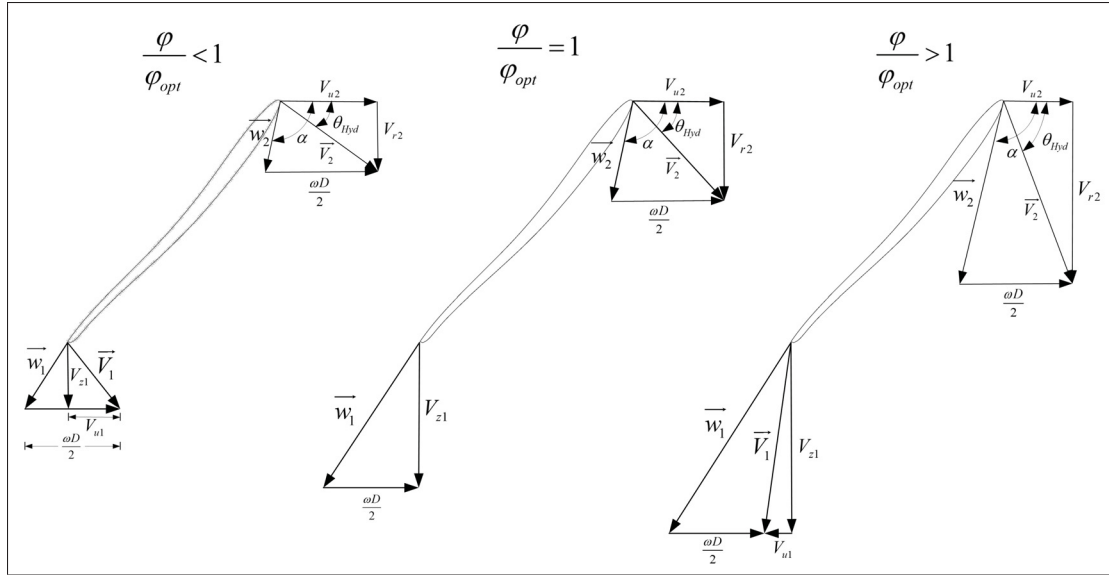


Figure 1.11 Représentation bidimensionnelle des triangles de vitesse en fonction du point de fonctionnement sur une aube de roue Francis

Le vecteur w et l'angle α représentent respectivement la vitesse et l'angle fluide dans le repère tournant, et V , θ_{Hyd} leurs équivalents dans le repère fixe. Cette représentation admet une vitesse dans le repère en rotation de la roue et tangentiel à la surface des aubes. De fait, l'écoulement dans une roue de conception récente demeure attaché aux parois, et ce, sur une plage de fonctionnement relativement grande.

L'écoulement à l'entrée de la roue montre l'avantage d'orienter les directrices, en plus de contrôler le débit dans la turbine, pour obtenir un angle fluide presque tangentiel au bord d'attaque de l'aube afin de réduire la perte de rendement causées par une incidence défavorable du fluide (Verdurand *et al.*, 2013). Cependant, l'écoulement est souvent orienté avec un faible défaut d'incidence afin d'augmenter le différentiel de pression entre l'intrados et l'extrados à l'entrée de l'aube dans les turbines modernes.

La visualisation des vecteurs de vitesse en sortie de directrice, figure 1.9, montre que l'augmentation du débit accroît proportionnellement la vitesse débitante et tangentielle pour une même orientation de directrices. Le triangle de vitesse à l'entrée de la roue, figure 1.11, oblige

d'augmenter la composante radiale du fluide afin de conserver un angle d'incidence constant à l'entrée des aubes, donc d'orienter adéquatement les directrices.

Les vecteurs de vitesse au bord de fuite des aubes spécifient le point de fonctionnement nominal $\left(\frac{\varphi}{\varphi_{opt}} = 1\right)$ de la turbine pour obtenir un écoulement uniquement débitant en sortie et maximiser le couple. Une composante tangentielle résiduelle caractérise un fonctionnement faible charge $\left(\frac{\varphi}{\varphi_{opt}} < 1\right)$. La diminution du débit empêche la roue de retirer tout le moment cinétique de l'écoulement. Au contraire à forte charge $\left(\frac{\varphi}{\varphi_{opt}} > 1\right)$, la roue induit un moment cinétique à l'écoulement de sens contraire à celui de rotation.

1.4 Aspirateur

L'aspirateur redirige l'eau au plan aval de la centrale hydroélectrique et augmente la chute nette de la turbine hydraulique. Cette composante est ajoutée tardivement par les turbiniers, par exemple plusieurs turbines hydrauliques conçues aux 19^e et début du 20^e siècle, possèdent simplement une sortie au-dessus du plan d'eau aval (Levy-Salvador et Milandre, 1923). Cependant, l'ajout d'un aspirateur, figure 1.12, à la turbine augmente l'énergie potentielle nette pour une même chute brute d'une exploitation hydraulique. Au regard de l'équation 1.1, l'aspirateur diminue la quantité d'énergie cinétique expulsée à la sortie de la turbine pour augmenter la chute nette disponible aux bornes de la turbine. Une turbine de basse chute bénéficie avantageusement de cet effet puisque l'énergie cinétique en sortie de roue représente entre 15 % et 45 % de la chute nette (Murty, 2003). L'aspirateur reproduit une géométrie de diffuseur avec l'ajout d'un coude pour retourner l'écoulement au plan d'eau aval. Les pertuis augmentent la section de passage à l'écoulement tout en réduisant la profondeur de roc à excaver.

La section de l'aspirateur croît progressivement afin réduire la vitesse de l'écoulement et augmenter la pression statique selon Bernoulli. La pression statique à la sortie de l'aspirateur est égale à la somme de la pression atmosphérique et hydrostatique selon son enfoncement. Donc, la pression statique à la sortie de la roue peut être inférieure à celle atmosphérique afin d'augmenter le différentiel de pression pour favoriser le transfert de l'énergie potentielle de

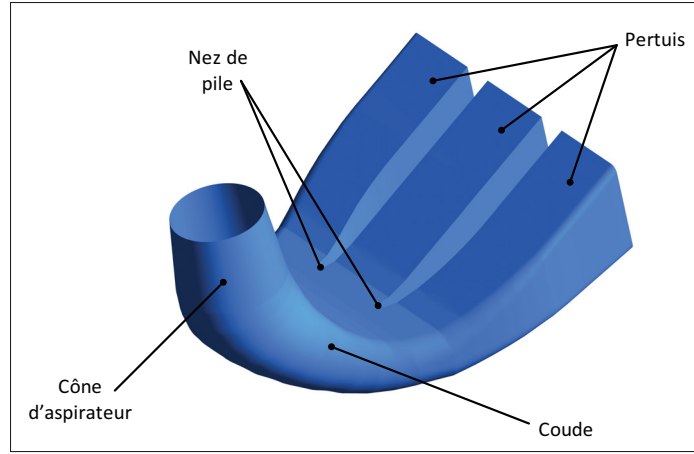


Figure 1.12 Exemple d'un aspirateur à trois pertuis et ses principales parties

l'écoulement à celle-ci. Les turbiniéristes évaluent généralement la performance de l'aspirateur à récupérer l'énergie cinétique selon la relation suivante :

$$\chi = \frac{p_2 - p_e}{\rho/2 (Q/A)^2} \quad (1.18)$$

où p_e et A sont la pression et l'aire à l'entrée de l'aspirateur. Cette équation, utilisée par Tridon (2010), quantifie le gain de pression statique par rapport à l'énergie cinétique disponible à l'entrée de l'aspirateur. Également, la perte de rendement CEI, équation 1.19, est utilisée pour évaluer la performance de l'aspirateur. Selon cette équation, un aspirateur idéal transforme l'énergie cinétique dans l'écoulement à la sortie de la roue en pression statique sans pertes de rendement. D'autre part, elle incite le turbiniériste à mettre en œuvre les conditions favorisant un écoulement uniforme à la sortie de l'aspirateur puisque la pression statique est évaluée par des prises de pression tandis que l'énergie cinétique est fixée par la géométrie. L'augmentation de pression statique doit égaler la diminution de pression dynamique pour obtenir une faible perte de rendement dont un écoulement uniforme à la sortie de l'aspirateur respecte cette condition.

$$\Delta H_{\text{Aspirateur}} = \left(p_e + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A_e} \right)^2 \right) - \left(p_2 + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 \right) \quad (1.19)$$

Cependant, l'aspirateur est l'hôte d'un écoulement composé de plusieurs phénomènes hydrauliques complexes susceptibles d'impacter ses performances et de causer une perte de rendement. L'écoulement dans l'aspirateur dépend de ses caractéristiques en sortie de la roue, du coude et de la croissance de sa section perpendiculaire à l'écoulement.

L'écoulement à l'entrée de l'aspirateur est fonction du point de fonctionnement de la turbine tel que présenté précédemment à la figure 1.11. Dû à la géométrie divergente de l'aspirateur, dont le taux d'accroissement de la section de passage est idéalement à la limite du décollement de la couche limite pour une récupération maximale de l'énergie cinétique, la composante tangentielle influence fortement son comportement hydraulique. À faible intensité jusqu'à une grandeur critique, cette composante améliore généralement la performance d'un diffuseur, particulièrement lorsque celui-ci est favorable au décollement de la couche limite (McDonald *et al.*, 1971). En effet, elle alimente en quantité de mouvement le fluide dans la couche limite avec pour effet de retarder son décollement à la paroi. Cependant, une intensité trop grande de cette composante réduit la performance d'un diffuseur par l'apparition d'une zone de recirculation en son centre. Celle-ci provient d'une diminution trop importante de la pression au centre de l'écoulement, par l'augmentation de la composante rotationnelle de l'écoulement, qui mène à l'apparition d'une zone de stagnation. Ce phénomène hydraulique, généralement appelé torche, est observé dans l'aspirateur à faible et forte charge.

Commun aux aspirateurs, l'apparition d'un gradient de pression perpendiculaire aux lignes de courant, équation 1.20, dans le coude afin de redresser l'écoulement horizontalement.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho U^2}{r} \quad (1.20)$$

Selon cette équation du gradient de pression radial, la pression à l'intérieur du coude diminue avec pour effet d'augmenter le débit à cet endroit. Cet effet est également ressenti en amont du coude. Ensuite, le différentiel de vitesse entre l'intérieur et l'extérieur du coude modifie les composantes de vorticité dans la couche limite. Par conséquent, l'apparition d'une compo-

sante de vorticité dans le sens de l'écoulement redirige l'écoulement vers l'extérieur du coude (H. Shapiro, 1969). L'écoulement, plus lent à l'extérieur du coude, est poussé vers l'intérieur de celui-ci par les parois. Au contraire, celui de plus grande vitesse se dirige vers l'extérieur du coude par son centre. La figure 1.13 schématise ce phénomène qui mène à l'apparition de deux cellules contrarotative dans une conduite circulaire.

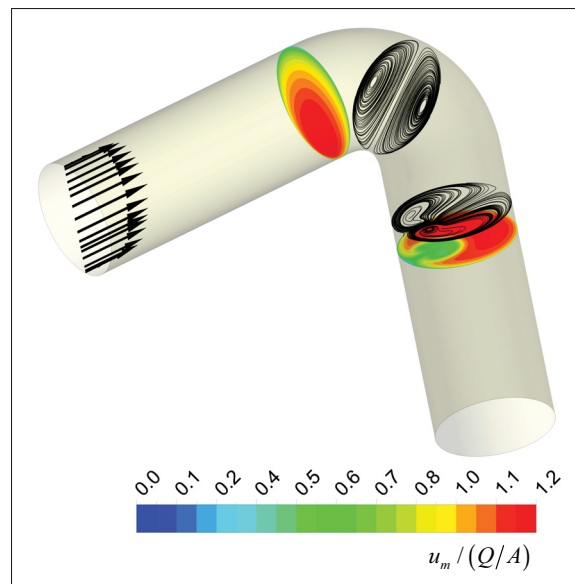


Figure 1.13 Écoulements secondaires dans une conduite coudée à 90° avec un profil de vitesse développé imposé à l'entrée

1.5 Essais modèles

Les essais modèles vérifient l'atteinte des performances, en particulier de la puissance, du rendement et de la cavitation, dans un cadre contractuel d'une turbine hydraulique de dimension réduite, soit à échelle modèle (Eremeev, 2013). Cette dimension réduite de la turbine hydraulique rend économiquement viable leur réalisation. Les essais sont souvent un passage obligatoire avant la mise en production de la turbine hydraulique. La norme CEI 60193 (Commission Electrotechnique Internationale, 1999) spécifie la méthodologie à respecter pour la réalisa-

tion de ces vérifications. Le respect de cette méthodologie évalue le rendement absolu avec une précision de $\pm 0.2\%$.

Les essais modèles évaluent le rendement par le rapport entre la puissance mécanique à l'arbre de la roue par rapport à la puissance hydraulique aux bornes de la turbine selon l'équation 1.4. La puissance mécanique est évaluée avec le couple et la vitesse de rotation de l'arbre. Cette dernière est simplement obtenue par un capteur de vitesse à impulsion. La mesure de la force nécessaire à la fixation d'un frein à courant de Foucault par un bras de levier et des poids gradués évalue le couple mécanique de la turbine.

L'évaluation de la puissance hydraulique provient de la différence de pression aux bornes de la turbine et du débit turbiné par celle-ci selon l'équation 1.1 avec l'aire de passage à l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale et à la sortie de l'aspirateur. La différence de pression aux bornes de la turbine provient de capteurs de pression différentiels installés à l'entrée de la bêche spirale et à la sortie de l'aspirateur. À ces deux endroits, plusieurs capteurs de pression sont installés afin de mesurer une pression moyenne. La figure VII-1 à l'annexe VII montre la position de ces capteurs de pression pour la turbine hydraulique du cas 1. Enfin, le débit dans la turbine est aisément évalué par un débitmètre à hélice et un débitmètre électromagnétique afin de vérifier leur concordance. Ces instruments sont habituellement calibrés par la mesure du temps nécessaire au remplissage d'un réservoir dont la masse d'eau est évaluée. Ainsi, en essais modèles, le rendement de la turbine hydraulique est calculé par l'équation suivante :

$$\eta = \frac{2\pi\Omega T}{\rho g Q H} \quad (1.21)$$

Les essais modèles sont réalisés sous une chute constante en fixant la pression à l'entrée de la bêche spirale et à la sortie de l'aspirateur, soit dans la cuve aval. Par rapport aux installations industrielles, elle est également réduite ou inférieure à 30 m afin de conserver un dimensionnement raisonnable des composantes mécaniques. La variation de la vitesse de rotation de la turbine en essais modèles permet la construction d'une colline de rendement sur une plage de

chute hydraulique souhaitée. Finalement, des essais sur site sont également réalisés avant la mise en service de la centrale hydraulique pour confirmer les résultats d'essais modèles.

CHAPITRE 2

MODÉLISATION DE LA TURBULENCE

L'écoulement fluide dans une turbine hydraulique échelle modèle possède un régime turbulent selon la définition du nombre de Reynolds. Un nombre de Reynolds d'environ $5 \cdot 10^6$, basés sur la vitesse de rotation et le diamètre de la roue, caractérise l'écoulement dans les deux turbines hydrauliques étudiées. Évidemment, cet écoulement possède les caractéristiques de la turbulence (K. Kundu *et al.*, 2011) :

- a. Fluctuation de l'écoulement ;
- b. Écoulement non linéaire ;
- c. Tourbillons fluctuants ;
- d. Phénomène de dissipation ;
- e. Phénomène de diffusivité.

Ces auteurs résument la turbulence d'un écoulement à la présence de phénomène dissipatif et de fluctuations tourbillonnaires tridimensionnelles non linéaires. L'écoulement dans la turbine hydraulique est donc le siège de plusieurs phénomènes complexes et d'échelles de grandeur différente. La description physique du comportement de cet écoulement turbulent repose donc sur les équations de Navier-Stokes, présentées dans ce chapitre en plus des méthodes pour leur modélisation.

2.1 Équation de Navier-Stokes

Les équations de Navier-Stokes décrivent le comportement dans l'espace et le temps de tout fluide Newtonien. Elles reposent sur l'application de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sur un volume de contrôle infinitésimal. Le lecteur est invité à se référer à l'ouvrage de K. Kundu *et al.* (2011) ou un équivalent pour leur développement

analytique. Les hypothèses de masse volumique constante du fluide, de viscosité constante et l'absence de transfert de chaleur dans la turbine hydraulique simplifient leur développement pour résulter aux équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sous la forme indicielle suivante :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \quad (2.2)$$

Cette équation est non-linéaire par la présence du terme du terme convectif $u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$. Par conséquent, un faible nombre de solutions analytiques est connu, et ce surtout pour des écoulements à faible nombre de Reynolds. En effet, l'importance du terme convectif dans l'écoulement augmente en fonction du nombre de Reynolds. L'usage de méthodes de résolution numérique demeure donc un incontournable pour la résolution d'écoulements complexes.

2.2 Moyenne de Reynolds des équations de Navier-Stokes

L'approximation de Kolmogorov (K. Kundu *et al.*, 2011) indique la résolution spatiale nécessaire à la résolution numérique des équations de Navier-Stokes dans une turbine hydraulique. Celle-ci informe qu'une résolution spatiale d'environ $3.26 \cdot 10^{-3}$ mm est nécessaire pour résoudre l'ensemble du spectre turbulent jusqu'à la dissipation moléculaire. Selon les dimensions d'une turbine à échelle modèle, il sensé d'imaginer un maillage avoisinant le milliard de nœuds. À ceci, le caractère instationnaire de la turbulence nécessite une fine discrétisation temporelle pour résoudre le spectre turbulent. Il apparait donc évident au regard de ces requis qu'une puissance de calcul démesurée serait obligatoire pour la résolution des écoulements dans une turbine hydraulique.

Selon l'application étudiée et la précision souhaitée, la résolution de l'ensemble du spectre turbulent de l'écoulement peut être, à priori, négligée pour aider à l'accessibilité de ces calculs. Par exemple, il est envisageable que les principaux phénomènes hydrauliques influençant le rendement et la puissance d'une turbine hydraulique possèdent une échelle spatiale et temporelle plusieurs ordres plus grands que celle de Kolmogorov. Ainsi, l'apport de la turbulence à l'écoulement pourrait être évalué par une modélisation du spectre turbulent, et ce, avec une précision suffisante. La moyenne de Reynolds des équations de Navier-Stokes (RANS) utilise cette approche afin d'exprimer les composantes d'un écoulement fluide selon une valeur moyenne et fluctuante comme suit :

$$\tilde{u}_i = U_i + u_i \quad (2.3)$$

$$\tilde{p} = P + p \quad (2.4)$$

Cette opération, appelée décomposition de Reynolds, suivi de la moyenne des équations de conservation avec ces nouvelles variables définit la modélisation RANS. À l'aide de quelques simplifications, les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement suivantes sont obtenues :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{-P \delta_{ij}}{\rho} + \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right) \quad (2.6)$$

Les équations RANS modélisent un écoulement stationnaire indépendant du temps puisque les quantités instationnaires sont représentées par une valeur fluctuante tandis que celles moyennes représentent la valeur obtenue sur une plus grande échelle temporelle. La résolution instation-

naire des équations RANS, soit la méthode URANS est différente puisqu'elle implique une variation temporelle de l'écoulement, contraire à l'approche initiale. Elle résout une composante fluctuante supplémentaire, de grandes échelles, soit la variation temporelle de la valeur moyenne. Ainsi, l'approche URANS combinée à une discrétisation temporelle suffisamment fine peut initier l'apparition de phénomènes turbulents de grande échelle. Par exemple, les zones de recirculation à l'avant-distributeur peuvent être l'hôte de ce phénomène ou encore les structures tourbillonnaires dans l'aspirateur.

La décomposition de Reynolds introduit deux nouvelles variables dans l'équation de la conservation de la quantité de mouvement sous la forme du tenseur de corrélation $\overline{u_i u_j}$. Elles représentent le taux de transfert de la quantité de mouvement à l'écoulement moyen par les fluctuations turbulentes. Ce tenseur, nommé tenseur des contraintes de Reynolds, relie les caractéristiques des fluctuations turbulentes à l'écoulement moyen. Elles possèdent généralement un rôle plus important dans l'écoulement turbulent que les contraintes visqueuses sauf en présence d'importants gradients, tels que près des parois.

Ce tenseur représente une nouvelle inconnue dans les équations de Navier-Stokes. La fermeture des équations requière une relation supplémentaire entre la vitesse moyenne de l'écoulement et les composantes fluctuantes de la turbulence afin de résoudre le système d'équations. Boussinesq (1877) propose de relier le transport de la quantité de mouvement par la turbulence à l'écoulement moyen avec une viscosité turbulente ν_T et l'énergie cinétique turbulente k . Il pose l'hypothèse que la turbulence dans l'écoulement prend la forme de petites structures tourbillonnaires qui se forment et se dissipent continuellement, dont les contraintes de Reynolds sont proportionnelles aux gradients de l'écoulement moyen. L'hypothèse de Boussinesq, équation 2.7, reproduit la relation contrainte déformation d'un fluide newtonien dont l'énergie cinétique turbulente est assimilable à une pression turbulente.

$$\overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.7)$$

Cette relation reproduit l'analogie du transport de la quantité de mouvement par les molécules selon une viscosité turbulente. Cependant, cette approximation comporte plusieurs imprécisions. Par exemple, elle néglige que les gradients de l'écoulement et la longueur caractéristique de la turbulence sont d'échelle beaucoup plus grande que les phénomènes moléculaires. En effet, il est vrai que la moyenne du transport de la quantité de mouvement sur un faible volume d'écoulement moléculaire prédit correctement celui à échelle macroscopique. Toutefois, la même démarche pour la turbulence peut être fautive puisque les tourbillons turbulents sont d'échelle plus grande que les molécules. Enfin, il s'avère toujours nécessaire de modéliser la viscosité turbulente et d'introduire de nouvelles approximations.

Contrairement à la viscosité dynamique, propriété du fluide, la viscosité turbulente est une propriété de l'écoulement. Il est donc proposé qu'elle soit proportionnelle au produit de la longueur caractéristique turbulente l_T , et de la vitesse caractéristique turbulente u_T :

$$\nu_T \sim l_T u_T \quad (2.8)$$

Enfin, l'ajout des relations précédentes dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement résulte en l'équation suivante :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left([\nu + \nu_T] \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) \quad (2.9)$$

2.3 Modèles de turbulence

L'intégration de l'hypothèse de viscosité turbulente dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement substitue le tenseur des contraintes de Reynolds pour une expression simplifiée des fluctuations turbulentes, mais il reste à déterminer une expression pour la longueur, la vitesse et l'énergie turbulente. Les modèles, dans leur forme la plus simple, identifient une longueur et vitesse turbulente caractéristique propre à l'écoulement étudié afin de représenter

une viscosité turbulente. Ils sont nommés modèles algébriques ou à zéro équation en absence d'équations différentielles supplémentaires à résoudre. Cependant, la complexité et l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen requièrent l'utilisation de méthodes pour modéliser sa convection, production et dissipation.

2.3.1 Modèle de turbulence $k - \varepsilon$

Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$, proposé par Launder et Sharma (1974), utilise l'hypothèse de viscosité turbulente afin d'obtenir une longueur turbulente par la résolution d'équations différentielles partielles de second ordre de l'énergie cinétique turbulente k et de la dissipation ε . Ce modèle de turbulence, couramment utilisé pour sa polyvalence et sa prédiction adéquate de plusieurs écoulements, relie la longueur et la vitesse turbulente à l'énergie cinétique et la dissipation turbulente de la façon suivante :

$$l_T = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

$$u_T = \sqrt{k} \quad (2.11)$$

Ces dernières, l'équation 2.8 et un coefficient C_μ expriment la viscosité turbulente du modèle de turbulence $k - \varepsilon$ en fonction de l'énergie cinétique et la dissipation turbulente :

$$\nu_T = C_\mu \left[\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \right] \sqrt{k} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.12)$$

L'équation 2.14 modélise l'énergie cinétique turbulente, tandis que l'équation 2.13 la dissipation. La première est une approche empirique de la dissipation de l'énergie turbulente dans un écoulement tandis que la deuxième repose sur l'apport en énergie de l'écoulement moyen à la turbulence et de l'hypothèse de la diffusion par gradient (Pope, 2000).

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\varepsilon 1} \left(\frac{\overline{u_i u_j}}{\varepsilon} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \varepsilon - \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (2.14)$$

Ces équations utilisent les constantes suivantes tirées de Launder et Sharma (1974) :

$$C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0 \text{ et } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

La présence l'énergie cinétique turbulente au dénominateur dans l'équation 2.14 empêche la résolution de l'écoulement jusqu'à la paroi par ce modèle de turbulence. L'absence de production d'énergie cinétique turbulente dans la région de la couche limite adjacente à la paroi nécessite le positionnement du premier nœud du maillage suffisamment éloigné de celle-ci et l'usage d'une fonction de paroi. Cette dernière fournit une condition limite à imposer à ce nœud tout en évitant la résolution de la couche limite jusqu'à la paroi. Le lecteur est invité à se rendre à l'annexe I pour obtenir de l'information supplémentaire au sujet de l'application détaillée de cette fonction par ANSYS CFX. Celle-ci constitue une faiblesse du modèle de turbulence $k - \varepsilon$ pour la modélisation des écoulements avec une séparation de la couche limite (Wilcox, 1993). En effet, cette fonction applique un profil de vitesse qui reproduit incorrectement l'écoulement d'une couche limite séparée. Également, elle sous-estime la production d'énergie cinétique turbulente près de la paroi dont l'effet sur le maintien de la couche limite à la paroi est majeur.

D'autre part, le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ est reconnu pour sous-estimer la taille d'une zone de recirculation et modéliser incorrectement la courbure des lignes de courant dans l'écoulement (Pope, 1976). Localement, l'effet du gradient de vitesse sur les contraintes de Reynolds semble trop faible par rapport à celui sur la dissipation et par conséquent il modélise incorrectement la zone de recirculation. Rhie et Chow (1982) réalisent une observation similaire et concluent que les équations $k - \varepsilon$ sont suffisantes pour modéliser un écoulement sans décollement de la

couche limite. Cependant, ils pensent que des modifications doivent être apportées à ce modèle de turbulence lorsqu'un décollement de la couche limite est présent.

2.3.2 Modèle de turbulence $k - \omega$

Kolmogorov en 1941 propose un premier modèle de turbulence à deux équations ensuite repris et amélioré par Wilcox (1988, 1993) pour obtenir la version actuelle utilisée du $k - \omega$. En place d'utiliser la notion de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, il propose l'utilisation d'un taux de dissipation ω définit tel que :

$$\omega = c \frac{k^{\frac{1}{2}}}{l} \quad (2.15)$$

où c est une constante, signifie concrètement le taux de dissipation par unité de temps et d'espace. Celui-ci établit un lien entre les propriétés turbulentes de l'écoulement et le taux de transfert de l'énergie turbulente aux petites échelles du spectre turbulent, lieu de la dissipation moléculaire. Par conservation de l'énergie, le taux de transfert de l'énergie turbulente est équivalent celle dissipée.

À partir d'une analyse dimensionnelle et des phénomènes présents dans un écoulement telles la convection, la diffusion, la dissipation, la dispersion et la production, Kolmogorov développe la relation suivante pour décrire le taux de dissipation :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = -\beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma v_T \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2.16)$$

avec l'introduction des coefficients de β et σ . Cette équation constitue une première tentative de modéliser le taux de dissipation de l'énergie turbulente, même si elle comporte certaines approximations incorrectes. À cet égard, plusieurs approches modernes de modélisation du taux de dissipation l'utilisent comme point de départ. Wilcox (1993) présente les trois particularités de cette modélisation qui mènent à son évolution.

- a. L'absence de terme de production similaire à celui de l'équation de l'énergie cinétique turbulente puisque ω réfère aux plus petites échelles du spectre turbulent.
- b. L'usage de ω en place de ω^2 est une décision arbitraire de Kolmogorov.
- c. L'absence de terme de diffusion limite l'usage de cette équation aux écoulements à nombre de Reynolds élevé et empêche son intégration dans la sous-couche visqueuse.

Ces particularités propres à l'équation proposée par Kolmogorov ont amené au cours des 60 dernières années plusieurs auteurs à se pencher sur ce modèle de turbulence. Wilcox (1988) propose à ce jour la définition du modèle de turbulence $k - \omega$ considérée comme la plus aboutie. Elle relie la viscosité turbulente à l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation comme suit :

$$v_T = \frac{\rho k}{\omega} \quad (2.17)$$

Les équations de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont les suivantes :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\beta^*}{\rho} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma^* v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\rho \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2.19)$$

avec ces relation auxiliaires :

$$\varepsilon = \beta^* \omega k \quad (2.20)$$

$$l = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{\omega} \quad (2.21)$$

et ces coefficients de fermeture :

$$\alpha = \frac{5}{9}, \beta = \frac{3}{40}, \beta^* = \frac{9}{100}, \sigma = \frac{1}{2} \text{ et } \sigma^* = \frac{1}{2}$$

Le modèle $k - \omega$ modélise correctement une couche limite soumise à un gradient de pression adverse modéré (Menter, 1992b). De fait, au contraire du modèle $k - \varepsilon$, le taux de dissipation permet la résolution de l'écoulement jusqu'à la paroi. La principale faiblesse du modèle $k - \omega$ réside en l'importante influence du taux de dissipation imposé à l'écoulement libre sur les résultats obtenus (Menter, 1992a). L'hydraulicien préfère généralement une faible influence des conditions turbulentes, puisqu'elles sont souvent inconnues et par conséquent grossièrement estimées. Cet inconvénient majeur limite la diffusion de cette approche de modélisation de la turbulence dans l'industrie au profit du modèle $k - \varepsilon$. Également, le modèle $k - \omega$ ne résout pas tous les défauts du $k - \varepsilon$ puisqu'il demeure insuffisant pour prédire le décollement de la couche limite induite par la pression.

2.3.3 Modèle de turbulence $k - \omega$ SST

Le modèle de turbulence $k - \omega$ SST, développé par Menter (1994), utilise les avantages propres aux modèles $k - \varepsilon$ et $k - \omega$ dans chaque zone de l'écoulement. Il s'agit d'une évolution du modèle Baseline $k - \omega$ (BSL) avec l'ajout de correcteurs pour atténuer les défauts de ces modèles dans certaines zones de l'écoulement. Le modèle de turbulence $k - \omega$ SST applique une modélisation $k - \omega$ dans la couche limite et $k - \varepsilon$ dans l'écoulement libre avec une équation de mélange en fonction de la distance à la paroi. Cette approche réduit considérablement l'influence des conditions aux limites turbulente sur l'écoulement libre et augmente la précision du décollement de la couche limite. Cependant, la méthode BSL peut modéliser inadéquatement la quantité d'écoulement séparée lors du décollement de la couche limite. Selon Menter (1994), l'origine de ce problème réside dans l'absence de modélisation du transport de la contrainte de cisaillement turbulente par les modèles $k - \omega$ et $k - \varepsilon$ qui surestime la production de viscosité turbulente. Par conséquent, il propose l'introduction d'une limitation de production de la viscosité turbulente par la fonction de mélange suivante :

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.22)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y_2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (2.23)$$

où S est une mesure du taux de déformation et F_2 une nouvelle fonction de mélange pour restreindre cette limitation aux parois. La première fonction de mélange, F_1 , initialement développé dans le modèle BSL pour confiner l'utilisation du $k - \omega$ à la paroi et le $k - \varepsilon$ à l'écoulement libre est la suivante :

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right]^4 \right\} \right\} \quad (2.24)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (2.25)$$

Ensuite, les équations de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont obtenues après l'ajout des coefficients de mélange :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(v + \sigma_{\omega} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} = & \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(v + \sigma_{\omega} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.27)$$

avec ces coefficients de fermeture :

$$\beta^* = 0.09, \alpha_1 = \frac{5}{9}, \beta_2 = \frac{3}{40}, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \\ \alpha_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k1} = 1 \text{ et } \sigma_{\omega 2} = 0.856.$$

Enfin, Menter *et al.* (2003) proposent l'ajout d'une limitation de la production d'énergie cinétique turbulente, équations 2.28 et 2.29. Ceux-ci agissent pour limiter l'augmentation non physique de l'énergie cinétique turbulente dans les zones de stagnation de l'écoulement, un défaut commun aux modèles de turbulence $k - \varepsilon$ et $k - \omega$.

$$P_k = \nu_T \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \quad (2.28)$$

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta^* \rho k \omega) \quad (2.29)$$

Le modèle $k - \omega$ SST représente, à ce jour, un excellent compromis pour modéliser la turbulence dans l'écoulement et éviter la résolution complète du tenseur des contraintes de Reynolds. À cet effet, il reproduit correctement l'écoulement dans la couche limite, son décollement sous un gradient de pression adverse et les écoulements cisailés (Shur *et al.*, 1995; Menter *et al.*, 2003; El-Behery et Hamed, 2011). Aussi, il offre une modélisation intéressante du décollement de la couche limite induite par la pression. Le principal inconvénient de ce modèle de turbulence est la légère surestimation de la taille de la zone de recirculation lors du décollement de la couche limite.

2.4 Résolution numérique des équations de Navier-Stokes par le logiciel ANSYS CFX

La résolution numérique des équations de Navier-Stokes est réalisée avec le logiciel ANSYS CFX afin de faciliter l'utilisation de la méthodologie de simulation numérique en industrie. ANSYS CFX applique une méthode de volumes et éléments finis pour la discrétisation spatiale des équations de Navier-Stokes (ANSYS, 2013c). Celle-ci est réalisée par une sous-division de la géométrie, dont on souhaite analyser les écoulements, en une multitude d'éléments tétra-

édriques, hexaédrique ou prismatiques. Cet ensemble d'éléments, nommé maillage, permet la construction des volumes de contrôle nécessaires à la discrétisation spatiale des équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement. La méthode de discrétisation d'ANSYS CFX est centrée sur les nœuds pour la construction des volumes de contrôle, schématisé à la figure 2.1 sur un maillage en triangle bidimensionnel. La figure 2.2 schématise cette méthode pour un élément seul en plus de la position des points d'intégration.

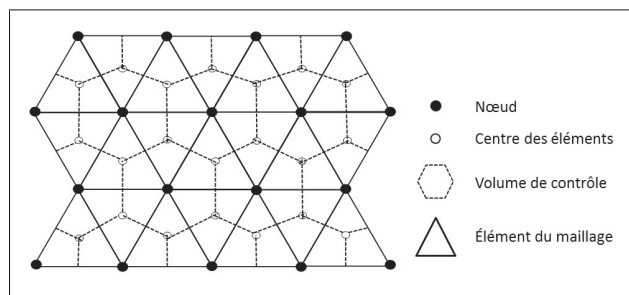


Figure 2.1 Schématisation de l'application de la méthode des volumes finis sur un maillage en triangles bidimensionnels

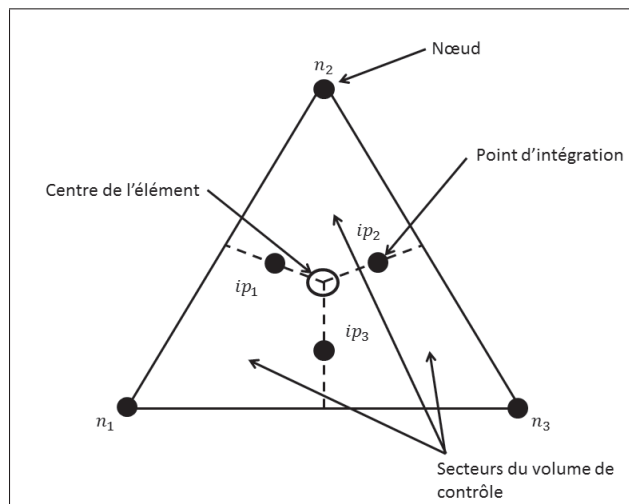


Figure 2.2 Détail de la méthode des volumes finis sur un élément du maillage en triangles bidimensionnels

La méthode des volumes finis discrétise les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sur chaque volume de contrôle. Commence alors leur intégration sur ces volumes et l'application du théorème de Gauss, équation 2.30, pour transformer les intégrales de volume d'un gradient ou d'un divergent en intégrale de surface.

$$\int_V \frac{\partial U}{\partial x_i} dV_E = \int_S (U \cdot \vec{n}) dS_E \quad (2.30)$$

L'absence de déformation temporelle du maillage retire la dérivée temporelle et le théorème de Gauss transforme les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement comme suit :

$$\int_S (u_i \cdot \vec{n}) dS_E = 0 \quad (2.31)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V u_i dV_E + \int_S u_j (u_i \cdot \vec{n}) dS_E = -\frac{1}{\rho} \int_S (p \cdot \vec{n}) dS_E + \nu \int_S \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \cdot \vec{n} dS_E \quad (2.32)$$

La construction du système matriciel s'amorce par la discrétisation des intégrales de volume sur chaque secteur des éléments du maillage qui s'additionne à chaque volume de contrôle auxquels elles appartiennent. La discrétisation des intégrales de surface sur la frontière des volumes de contrôle évalue les flux entrant et sortant. Celles-ci sont distribuées aux volumes de contrôle adjacent à la frontière. Le système matriciel est ainsi bâti par l'égalité entre les termes de flux et de volume de chaque volume de contrôle. ANSYS CFX utilise les fonctions d'interpolation de la méthode des éléments finis pour approximer les coordonnées et les variables de l'écoulement aux points d'intégration à partir de leurs valeurs aux nœuds. Cette méthode somme les produits de la fonction de forme avec les variables aux nœuds pour obtenir une approximation au point d'intégration selon l'équation suivante :

$$\varphi = \sum_{i=1}^{Nb_{\text{Noeuds}}} N_i \varphi_i \quad (2.33)$$

avec φ une variable quelconque au point d'intégration, N_i les fonction de forme d'un élément et φ_i cette variable aux nœuds. Les fonctions de forme trilinéaires de la méthode des éléments finis sont majoritairement utilisées pour réaliser ces approximations (ANSYS, 2013c).

2.4.1 Discrétisation des termes diffusifs

La méthode des éléments finis est également utilisée pour approximer les termes diffusifs aux points d'intégration. Cette discrétisation calcule le produit du gradient des fonctions d'interpolation avec la variable approximé :

$$\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x_j} \right|_{ip} (u_i)_n \quad (2.34)$$

ANSYS CFX utilise par défaut les fonctions de forme trilinéaire pour l'interpolation des termes diffusifs associés à la vitesse.

2.4.2 Discrétisation des termes de pression

La discrétisation des termes de pression par ANSYS CFX est similaire en tout point à celle des termes diffusifs.

2.4.3 Discrétisation du débit

ANSYS CFX réalise la discrétisation du débit sur une surface de contrôle au point d'intégration selon l'équation suivante :

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \delta n_j)_{ip} \quad (2.35)$$

2.4.4 Discrétisation des termes convectifs

Similaire à la vitesse et la pression, les termes convectifs sont estimés aux points d'intégration à partir de la valeur aux noeuds. Cependant, ANSYS CFX évite l'usage des fonctions d'interpolation des éléments finis au profit d'une méthode maison sous la forme suivante :

$$\varphi_{ip} = \varphi_{up} + \beta \nabla \varphi \cdot \Delta \vec{r} \quad (2.36)$$

où φ_{up} est la valeur au nœud voisin, \vec{r} le vecteur entre le nœud voisin et le point d'intégration tandis que β et $\nabla \varphi$ sont des valeurs sélectionnées en fonction de l'ordre de discrétisation. Ces dernières agissent comme facteur de correction à ce schéma de discrétisation *upwind*.

1st Order Upwind Differencing Scheme

Ce schéma d'une précision de premier ordre, très robuste, introduit des erreurs numériques puisqu'il utilise simplement la valeur du nœud voisin au point d'intégration. En référence au schéma de discrétisation à l'équation 2.36, il utilise une valeur de β nulle.

Specified Blend Factor

Ce schéma offre le choix d'un β entre 0 et 1 et utilise un $\nabla \varphi$ égal à la moyenne du gradient aux nœuds adjacents. Ce schéma de deuxième ordre, lorsque $\beta = 1$, limite la dispersion numérique, mais peut introduire des oscillations non physiques en présence d'important gradient dans l'écoulement.

High Resolution Scheme

Le *High Resolution Scheme*, utilise une méthode non linéaire pour calculer un β s'approchant de 1 sans introduire un nouveau maximum local. Pour débiter, cette méthode calcule un φ initial afin d'obtenir une valeur maximale et minimale à chaque nœud (Timothy et Dennis,

1989). Ensuite, la valeur au point d'intégration est calculée avec un β afin de respecter les valeurs maximales et minimales calculées précédemment. Ce schéma possède une excellente stabilité numérique par la réduction locale des valeurs extrêmes des gradients de vitesse aux points d'intégration ANSYS (2013b). En effet, un écoulement avec d'importants gradients de vitesse sera résolu avec un β près de zéro afin de réduire les valeurs maximales et minimales. En contrepartie, une diffusivité numérique plus importante peut être introduite dans ces zones de fort gradient. Ce schéma de discrétisation dont la précision n'est pas entièrement de second ordre s'y approche.

2.4.5 Discrétisation des termes temporels

ANSYS CFX utilise un schéma *Second Order Backward Euler*, implicite et conservatif, pour la discrétisation des termes temporels dans les simulations instationnaires. Cette méthode, robuste utilisée par défaut dans ANSYS CFX, se présente sous la forme suivante pour évaluer l'intégrale de volume d'une variable, en absence de déformation du maillage :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV \approx V \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} (\rho \phi) - 2 (\rho \phi)^{t-1} + \frac{1}{2} (\rho \phi)^{t-2} \right) \quad (2.37)$$

2.4.6 Résolution du système d'équations

Au préalable à la résolution des équations de conservation, il est nécessaire de connaître une particularité de la méthode de résolution utilisée par ANSYS CFX. Celui-ci utilise un couplage de la pression et de la vitesse avec la méthode introduite par Rhie et Chow (1982) et ensuite modifiée par Majumdar (1988). Cette méthode offre l'avantage de réduire le nombre d'itérations nécessaire à la convergence de la simulation. De fait, une méthode de résolution découplée demande une étape itérative supplémentaire de correction de la pression à chaque itération. Au contraire, la méthode de résolution couplée d'ANSYS CFX résout les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, avec les variables de vitesse et de la pression, en un seul système matriciel sous la forme (ANSYS, 2013c) :

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \varphi_i^{nb} = b_i \quad (2.38)$$

où a_i^{nb} sont les coefficients du système, φ_i^{nb} les inconnues et b_i les constantes. Cette méthode s'avère habituellement robuste et efficace, mais nécessite en contrepartie un important espace mémoire pour conserver tous les coefficients du système matriciel.

Autre particularité nécessaire à la compréhension de la méthode de résolution d'ANSYS CFX, le rôle du pas de temps dans une simulation stationnaire et instationnaire. En effet, celui-ci utilise une discrétisation implicite des équations de conservation à chaque pas de temps. Dans une simulation stationnaire, le pas de temps agit comme un accélérateur et guide la convergence de la solution. La solution obtenue sera donc indépendante du pas de temps. La simulation instationnaire utilise simplement le pas de temps pour calculer une solution à chaque intervalle de temps.

La simulation instationnaire réalise un processus de boucle itérative à chaque pas de temps. Pour chaque avancement dans le temps de la solution, plusieurs itérations sont réalisées afin d'atteindre le niveau de convergence souhaité. L'atteinte de ce critère fait avancer la simulation au pas de temps suivant.

CHAPITRE 3

ÉTAT DE L'ART DE LA SIMULATION NUMÉRIQUE DES ÉCOULEMENTS EN TURBINE HYDRAULIQUE

Un aperçu de l'historique des simulations numériques dans les turbines hydrauliques est montré dans la première section de ce chapitre afin d'introduire les simulations de turbine complète. Des travaux spécifiques à la réhabilitation dans les turbines hydrauliques sont analysés au préalable à la présentation aux simulations de turbine complète. La section suivante à ce chapitre aborde la simulation d'aspirateur par la mise en évidence des méthodes numérique pour la modélisation de l'écoulement dans un récent travail. Un court résumé de la revue de littérature termine ce chapitre.

3.1 Simulations numériques de turbines hydrauliques

La simulation numérique des écoulements dans les turbines hydrauliques est utile pour réduire les coûts associés à la conception ou la réhabilitation d'une turbine hydraulique. À l'étape des soumissions, la simulation numérique des écoulements dans les turbines hydrauliques s'avère utile puisqu'elle justifie économiquement la modification des passages hydrauliques de turbines désuètes pour augmenter leurs performances de rendement et de puissance (Morris *et al.*, 1988). La précision des simulations numérique repose sur la croissance des ressources informatiques et du développement de méthodes de la modélisation des équations de Navier-Stokes. Elles ont mené aux premières simulations d'écoulement visqueux dans la roue d'une turbine Francis pour évaluer avec précision les phénomènes turbulents complexes et leur influence sur le rendement (Vu et Shyy, 1994). Auparavant, la modélisation de l'écoulement en fluide non visqueux fournissait une évaluation sommaire des performances de la roue, mais ne pouvait quantifier le rendement. Ces méthodes de modélisation en fluide visqueux améliorent également la prédiction des performances de l'aspirateur des turbines hydrauliques par la complexité des phénomènes hydrauliques présents dans son écoulement (Vu et Shyy, 1990). L'écoulement dans la double-grille est également modélisé par les simulations en fluide visqueux afin d'évaluer le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur (Suzuki *et al.*, 1996).

L'application de la modélisation numérique d'écoulement par la simulation individuelle des composantes avec des simplifications périodiques à des projets de réhabilitation de turbines hydrauliques montre des avantages déterminants à leur utilisation (Eberle *et al.*, 2003; Michel *et al.*, 2004, 2007). Ceux-ci constituent des outils indispensables pour évaluer la performance des passages hydrauliques d'une turbine pour cerner les améliorations à apporter pour réduire la perte de rendement. Ces auteurs estiment que les outils numériques évaluent habituellement avec précision le gain de rendement et de puissance par la modification des profils hydrauliques de la double-grille en comparaison avec celui mesuré en essais modèles. Ils sont aussi d'une aide précieuse pour identifier les modifications de la roue pour augmenter ses performances et dans une moindre mesure celles dans l'aspirateur. Cependant, la modification de l'avant-distributeur, pour éliminer le décollement de la couche limite d'un cas étudié par ces auteurs, montre une faible augmentation du rendement, au contraire des cas étudiés dans ce mémoire.

Les premières simulations de turbine complète sont réalisées, par Keck *et al.* (1996), Labrecque *et al.* (1996b), Labrecque *et al.* (1996a), Labrecque (1999) et Ruprecht (2001). Ces travaux visent à améliorer la prédiction du rendement et des écoulements des simulations individuelles des composantes d'une turbine hydraulique. Ces premiers utilisent les équations RANS $k - \varepsilon$ avec le modèle d'interfaces *Stage* pour réaliser des simulations stationnaires. Le dernier, plus ambitieux, réalise une simulation instationnaire avec les équations URANS $k - \varepsilon$ et les interfaces *Transient Rotor-Stator*. Il s'agit de travaux nécessitant une importante puissance de calcul par rapport à celle disponible à cette époque. Par conséquent la résolution spatiale du maillage est très grossière, par exemple la résolution de la couche limite est impossible. Malgré ceci, les résultats obtenus, dans ces travaux, se comparent avantageusement à ceux expérimentaux avec des différences d'environ 10 %.

Wu *et al.* (2006) utilisent les simulations de turbine complète pour une étude de cas de la modification de la double-grille et de la roue dans le cadre d'une réhabilitation d'une turbine hydraulique désuète. Notons qu'ils ne considèrent pas l'aspirateur, dans leur domaine de simulation, puisqu'il demeure inchangé. Les simulations de turbine complète avec les équations RANS $k - \varepsilon$ sont seulement utilisées pour la validation finale des modifications dans ces com-

posantes. Les simulations des composantes individuelles sont préférées pour évaluer les modifications à apporter aux géométries de la double-grille et de la roue en raison de leur rapidité d'exécution. Par rapport au présent travail, il est intéressant de constater que les simulations de turbine complète surestiment le rendement absolu, mais évalue correctement la diminution de la perte de rendement par la modification de la double-grille au point de rendement maximal. Cependant, la modification de la double-grille est mineure en comparaison à celle dans les projets étudiés dans ce mémoire. De plus, ces auteurs n'évaluent pas l'influence de ces modifications à l'écoulement dans la roue et leur effet sur le rendement.

Zoberi *et al.* (2006) utilisent les simulations de turbine complète pour évaluer les fluctuations de pression dans la double-grille avec succès en comparaison avec les résultats expérimentaux. Leur méthodologie repose sur une modélisation instationnaire de l'écoulement avec les équations URANS $k - \varepsilon$ et un maillage hexaédrique avec quelques zones en tétraédrique pour faciliter sa construction. La discrétisation temporelle est réalisée avec pas de temps relativement fin, soit 0.5° de rotation de la roue par pas de temps. Trois tours de roue sont simulés pour obtenir une solution périodique et le critère de convergence des résidus maximum est de 10^{-3} . Contrairement à plusieurs auteurs, ceux-ci imposent un profil de vitesse à l'entrée de la bache spirale. Notons que le rendement de la turbine n'est pas évalué dans ce travail.

Wu *et al.* (2010) proposent la modification du modèle de turbulence RANS $k - \omega$ pour la modélisation de l'écoulement dans les turbines hydrauliques. Ceux-ci utilisent les simulations de turbine complète et réalisent une comparaison avec trois modèles de turbulence populaire ; le $k - \varepsilon$, le $k - \omega$ et le $k - \omega$ SST. Leur analyse des performances de la turbine montrent une meilleure prédiction du rendement par la modification apportée aux équations $k - \omega$. Toutefois, ces résultats doivent être considérés avec un bémol puisqu'une interface *Frozen rotor* est utilisée. Celle-ci modélise une position fixe de la roue par rapport au distributeur et par conséquent, des interactions rotor-stator non-physiques. Également, la meilleure précision de leur modèle de turbulence est sujette à précaution par rapport aux résultats présentés. En effet, la mesure du rendement obtenue avec le modèle de turbulence RANS $k - \omega$ SST semble aussi précise.

Yexiang *et al.* (2010) évaluent le rendement et les fluctuations de pression dans les composantes d'une turbine hydraulique Francis avec les méthodes RANS $k - \omega$ SST et URANS $k - \omega$ SST. Le rendement obtenu des simulations numériques en URANS concorde très bien avec celui expérimental. Le RANS évalue correctement le rendement seulement au point de fonctionnement nominal. Ces résultats sont obtenus avec des maillages étonnamment très grossiers puisqu'ils comportent moins de 1 million d'éléments hexaédriques pour une turbine complète. Les fluctuations de pression dans l'aspirateur sont reproduites correctement au contraire de celle dans bâche. Les auteurs attribuent cette différence à la mauvaise résolution de l'écoulement en paroi dans la bâche. En effet, le maillage montre une couche limite très partiellement résolue et par conséquent, l'atténuation de plusieurs phénomènes hydraulique dans cette composante.

Lain *et al.* (2010) utilisent également les méthodes RANS et URANS avec le modèle de turbulence $k - \omega$ SST pour évaluer le rendement et les fluctuations de pression. Les simulations RANS prédisent correctement le rendement sur toute la plage de fonctionnement. Cependant, il semble anormal d'obtenir un rendement numérique aussi près de celui expérimental sur toute la plage de fonctionnement puisque les phénomènes instationnaires à faible et forte charge ne sont pas modélisés par le RANS. Les simulations en URANS prédisent correctement les fluctuations de pression dans la roue et l'aspirateur, mais le rendement n'est pas évalué dans ces simulations. Tout comme les travaux précédents, les maillages sont très grossiers puisqu'ils comportent au maximum 2 millions d'éléments hexaédriques.

Magnoli et Schilling (2011) réalisent des simulations de turbine complète pour réduire les fluctuations de pression dans l'aspirateur à l'aide d'un contrôle actif des directrices. Leur méthodologie repose sur des simulations RANS pour calculer le rendement et le Detached Eddy Simulation (DES) pour évaluer les fluctuations de pression. Les auteurs préfèrent utiliser le modèle $k - \varepsilon$ avec le RANS puisqu'ils considèrent que les modèles $k - \omega$ et $k - \omega$ SST n'offrent pas une précision accrue. Ceci concorde avec la résolution spatiale du maillage qui ne permet pas la résolution de la couche limite puisqu'il comporte environ 6 millions d'éléments hexaédriques. Le rendement numérique concorde relativement bien avec celui expérimental avec une différence inférieure à 1,5 %. Les auteurs privilégient le DES dans les simulations insta-

tionnaires puisque le URANS introduit une dissipation excessive de la turbulence, nuisible à la modélisation de l'écoulement dans l'aspirateur. Les auteurs semblent négliger l'effet d'une discrétisation spatiale très grossière sur la dissipation excessive de la turbulence. Des différences d'environ 10 % sont observées entre les résultats numériques et expérimentaux pour la fluctuation de la pression. Ils simulent environ trente tours de roue afin d'obtenir une stabilisation des quantités instationnaires.

Kurosawa *et al.* (2010), chercheurs chez Toshiba, modélisent l'écoulement dans trois turbines Francis, de vitesses spécifiques différentes, avec les équations RANS et URANS avec le modèle de turbulence Reynolds Stress Model (RSM) et une modélisation de la cavitation. Selon eux, la cavitation joue un rôle important dans la prédiction du rendement de la turbine par son influence sur la perte de rendement dans l'aspirateur. Leurs travaux s'intéressent au calcul du rendement, aux fluctuations de pression dans l'aspirateur et à la cavitation dans la roue. Les résultats des simulations URANS prédisent généralement très bien ces trois points en comparaison avec les résultats expérimentaux. Il est cependant difficile de justifier la modélisation de la cavitation pour calculer le rendement en absence de comparaison avec une simulation URANS seule. Par contre, les simulations RANS ne reproduisent pas le rendement expérimental, et ce, même au point de fonctionnement nominal. Contrairement aux précédents travaux, les maillages comportent environ 14 millions d'éléments hexaédriques. Ceux-ci sont d'une résolution intéressante afin de résoudre partiellement l'écoulement dans la couche limite.

Maruzewski *et al.* (2010) évaluent le rendement et modélisent le sillage du distributeur d'une turbine Francis près du point de fonctionnement nominal. Pour ce faire, ils comparent trois modèles de turbulence couramment utilisés ; le $k - \epsilon$, $k - \omega$ et $k - \omega$ SST avec les équations RANS. En plus, ces travaux comparent un maillage hexaédrique et tétraédrique hybride pour ces mêmes modèles de turbulence. Ceux-ci montrent généralement une ressemblance entre chaque modèle de turbulence et de discrétisation spatiale. Cependant, le $k - \omega$ SST s'avère mieux adapter pour calculer le rendement et modéliser les sillages, et ce, pour les deux types de maillage. Notons que le choix du point de meilleur rendement aide cette bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux. Enfin, la discrétisation spatiale semble suffi-

sante pour reproduire correctement l'écoulement dans une géométrie de turbine hydraulique récente.

Récemment publié, les travaux de Trivedi *et al.* (2013), sont très intéressants par les méthodes utilisées pour simuler l'écoulement dans une turbine hydraulique complète. Ceux-ci modélisent la turbine complète avec des simulations instationnaires afin de reproduire les fluctuations de pression provenant de l'interaction entre les directrices et les aubes de la roue. Également, ils mesurent le rendement à cinq points de fonctionnement différents. L'intérêt de leurs travaux provient d'une méthodologie de simulation instationnaire de la turbine complète très similaire à celle développée pour ce travail. En effet, ceux-ci simulent un nombre de tours de roue avec des méthodes numériques et un niveau de convergence similaire à ceux choisis. Cependant, ils privilégient l'usage du schéma de discrétisation numérique de la convection *High Resolution* en présence d'oscillation anormale de la pression avec celui de second ordre. Leur mesure du rendement montre une bonne correspondance entre ceux numérique et expérimental près du point de fonctionnement nominal, et ce, avec les modèles de turbulence $k - \varepsilon$ et $k - \omega$ SST. Sans qu'il soit mentionné par les auteurs, l'écart de rendement hors du point de fonctionnement nominal provient fort probablement d'une discrétisation spatiale très grossière en paroi. De fait, celle-ci empêche les modèles de turbulence de modéliser adéquatement les zones de recirculation, souvent présentes à ces points de fonctionnement, et par conséquent, un rendement supérieur à la réalité est mesuré. Également, l'absence d'extension à la sortie de l'aspirateur, pour appliquer la condition de sortie, affecte probablement l'écoulement et la perte de rendement dans l'aspirateur. Ces travaux sont particulièrement intéressants pour la méthodologie de simulation utilisée, une discrétisation spatiale très grossière constitue leur principale limitation.

3.2 Aspirateur

La simulation de l'aspirateur constitue, depuis plusieurs années, un sujet intéressant par la complexité des phénomènes hydrauliques présents dans son l'écoulement et leur effet sur la récupération de l'énergie cinétique à la sortie de la roue. La littérature s'intéresse souvent à l'étude de la chute du coefficient de récupération près du point de fonctionnement nominal par

son effet majeur sur la prédiction du rendement de la turbine et la difficulté à reproduire numériquement ce phénomène (Mauri *et al.*, 2005; Payette, 2006; Tridon *et al.*, 2012; Beaubien, 2013).

Les simulations numériques réalisées dans certains de ces travaux tentent plusieurs approches afin de modéliser la chute de rendement près du point de fonctionnement nominal observé en essais modèles. Plusieurs de ces approches imposent un écoulement moyen, provenant de mesure expérimentale ou d'une simulation d'un domaine périodique de roue avec le distributeur à l'entrée de l'aspirateur. Celles-ci montrent un très grand échantillon de résultats différents. De fait, il ressort que ces deux méthodes déterminent une composante radiale de l'écoulement en sortie de la roue très différente. Cette composante semble posséder une grande importance sur l'écoulement dans l'aspirateur avec pour effet de modifier sensiblement le point de décollement de la couche limite dans celui-ci (Beaubien, 2013). D'autre part, les modèles de turbulence et en particulier, les quantités turbulentes, injectées à l'entrée de l'aspirateur, ajoutent une influence supplémentaire sur la modélisation de l'écoulement.

Enfin, les récents travaux de Beaubien (2013) sont intéressants en raison des comparaisons entre les méthodes RANS $k - \omega$ SST, URANS $k - \omega$ SST et DES. Aussi, cet auteur profite de la puissance de calcul actuellement disponible pour utiliser une fine discrétisation spatiale. Les travaux de Beaubien (2013) montrent la supériorité du URANS par rapport au RANS quant à la modélisation de l'écoulement en cas de séparation de la couche limite. En effet, le URANS capte mieux les phénomènes turbulents instationnaires conséquents au décollement de la couche limite. Cet auteur conclut que le DES modélise un écoulement significativement plus riche que le URANS, mais sans influence significative sur l'évaluation des performances de l'aspirateur.

3.3 Résumé

Il apparaît évident que plusieurs méthodes sont utilisées pour la simulation des écoulements dans une turbine hydraulique. Il ressort que les simulations avec les équations RANS $k - \omega$

SST prédisent correctement le rendement à charge nominale. À ce point de opération, l'écoulement est moins sensible aux décollements de la couche limite dans la roue et l'aspirateur, en raison d'un fonctionnement de la turbine à un rendement maximal, donc à l'apparition de phénomènes instationnaires. Il est normal que ce point de fonctionnement favorise une modélisation précise de l'écoulement et du rendement par les équations RANS. Au contraire, l'apparition de ces phénomènes dans l'écoulement aux autres points de fonctionnement demande une modélisation instationnaire avec les équations URANS $k - \omega$ SST. Également, pour modéliser l'écoulement dans l'aspirateur seul, ces équations obtiennent une solution supérieure de l'écoulement par rapport à celles RANS.

Cependant, la revue de la littérature montre qu'il demeure beaucoup d'incertitudes pour l'évaluation du rendement par simulation de turbine complète. À priori, ces incertitudes proviennent de solutions dépendantes de la discrétisation spatiale et de l'absence de résolution en paroi de l'écoulement. De fait, la résolution de l'écoulement jusqu'à la paroi, dans une turbine complète, avec un modèle de turbulence $k - \omega$ SST, nécessite d'importantes ressources de calcul. À cet effet, le lecteur constatera à l'annexe IV la taille imposante des maillages de simulation de turbine complète. Ainsi, la modélisation de l'écoulement obtenu peut sous-estimer les décollements de la couche limite et, en particulier, les phénomènes instationnaires dans l'aspirateur.

CHAPITRE 4

PROBLÉMATIQUE ET OBJECTIFS

Ce projet de recherche origine de difficultés à évaluer la perte de rendement dans la double-grille de deux projets de réhabilitation de turbine hydraulique Francis. Dans ces turbines, les méthodes de simulations industrielles sous-estiment la perte de rendement à l'avant-distributeur et sa réduction par la modification de l'avant-distributeur en comparaison au rendement mesuré en essais modèles.

Ce chapitre détaille cette problématique ainsi que les résultats obtenus par les méthodes de simulation actuellement utilisées en industrie en comparaison à ceux obtenus en essais modèles. Ensuite, les objectifs à atteindre, dans ce projet de recherche, par l'utilisation de nouvelles méthodologies de simulation sont montrés.

4.1 Problématique

Les méthodes industrielles pour évaluer la perte de rendement dans la double-grille, combinent deux simulations différentes pour limiter la puissance de calcul nécessaire à leur résolution. Une première simulation, dont le domaine contient la bêche spirale et la double-grille discrétisé par un maillage tétraédrique hybride très grossier, d'environ 3 millions de nœuds, détermine l'angle hydraulique moyen à l'entrée de l'avant-distributeur. Cette simulation se base sur l'hypothèse que l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur est déterminé par la forme de la bêche spirale et indépendant de la double-grille. Pour ces raisons, un maillage grossier apparaît suffisant surtout avec une puissance de calcul limitée. Enfin, cette simulation ne vise pas à évaluer la perte de rendement dans la double-grille.

L'angle hydraulique évalué à l'entrée de l'avant-distributeur est introduit dans une simulation fine de la double-grille pour évaluer précisément la perte de rendement. Cette simulation modélise seulement un passage de l'avant-distributeur et du distributeur avec une simplification périodique. Elle utilise un maillage hexaédrique structuré d'environ 1 million de nœuds et résout

l'écoulement jusqu'à la paroi. Il est supposé suffisant pour évaluer la perte de rendement, dont celle occasionnée par le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur. À cette étape, si une perte de rendement anormale est observée, causée par une géométrie d'avant-distributeur favorable au décollement de la couche limite, des modifications peuvent être apportées à celle-ci. Ensuite, la différence de la perte de rendement dans la double-grille par cette modification est considérée comme un gain de rendement total de la turbine.

En contrepartie d'une puissance de calcul réduite, cette méthode de simulation introduit des approximations de l'écoulement qui augmentent l'incertitude pour évaluer la perte de rendement d'une double-grille avec décollement de la couche limite. En premier, l'incapacité des simulations de bâche et double-grille avec un maillage trop grossier pour modéliser les décollements de la couche limite à l'avant-distributeur néglige l'effet de ceux-ci sur la répartition du débit, donc sur l'angle hydraulique. Ainsi, l'angle hydraulique imposé à l'entrée du domaine des simulations périodiques de double-grille peut être incorrect et négliger le décollement de la couche limite. Également, cette méthode n'évalue pas l'effet du sillage des zones de recirculation dans la roue et l'aspirateur puisque son domaine de simulation s'arrête à la sortie du distributeur.

Malgré ces limitations, cette méthode évalue souvent avec une précision satisfaisante la perte de rendement dans la double-grille et sa diminution si la modification de l'avant-distributeur est requise. Cependant, pour les deux turbines étudiées dans ce travail, elle sous-estime la réduction de la perte de rendement lorsque l'avant-distributeur est modifié en comparaison au gain de rendement mesuré en essais modèles.

Cas 1

La modification des AVDs, figure 4.1, arrondie le bord d'attaque et affine le bord de fuite pour réduire significativement l'épaisseur du profil à ses extrémités. La modification du bord d'attaque diminue de moitié le défaut d'incidence du bord d'attaque de l'avant-directrice avec la

direction de l'écoulement selon le tableau 4.1. Enfin, la géométrie modifiée amincit légèrement le bord de fuite des directrices.

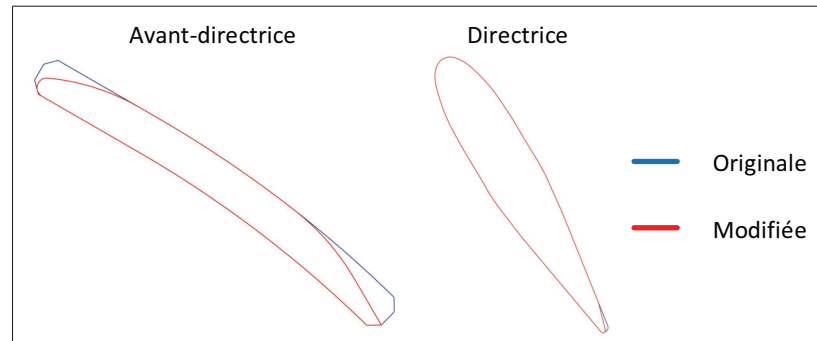


Figure 4.1 Géométrie originale et modifiée de la double-grille du cas 1

Tableau 4.1 Orientation de l'avant-distributeur originale et modifiée comparée à l'angle hydraulique de 14.2° de l'écoulement évalué dans une simulation de bêche seule

Géométrie	Originale	Modifiée
Angle géométrique $[\circ]$	28.5	20.3
Différence $[\circ]$	14.3	6.1

Ces modifications de la double-grille ajoutent au moins 2 % au rendement absolu sur une large de fonctionnement, figure 4.2. En comparaison, la méthode industrielle, par décomposition en domaine réduit de la turbine hydraulique, sous-estime considérablement cette augmentation de rendement aux points de fonctionnement de charge nominale et maximale, tableau 4.2.

Cas 2

La modification de l'avant-distributeur du cas 2, figure 4.3, ajoute une extension au bord d'attaque des AVDs pour diminuer le défaut d'incidence avec l'écoulement. L'orientation du bord

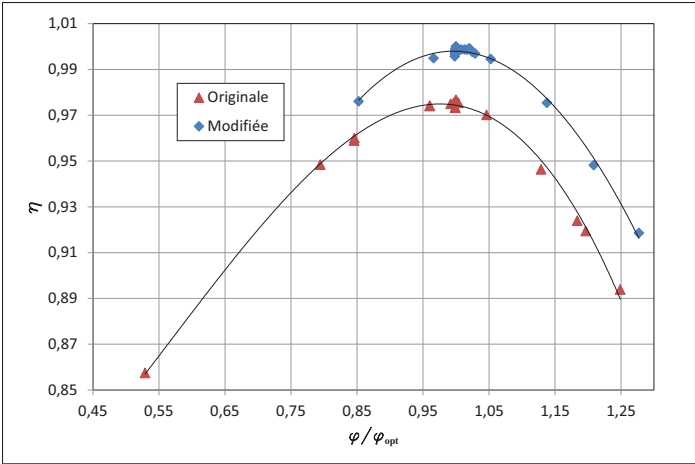


Figure 4.2 Rendement de la turbine originale et modifiée évalué en essais modèles du cas 1. Valeurs adimensionnalisées par le rendement maximal de la géométrie modifiée.

Tableau 4.2 Diminution de la perte de rendement évaluée par les méthodes numériques industrielles et mesuré en essais modèles au cas 1

φ/φ_{opt}	$\delta\left(\Delta H/H_n/\varphi^2\right)$	$\frac{\delta\left(\Delta H/H_n/\varphi^2\right)_{CFD}}{\delta\left(\Delta H/H_n/\varphi^2\right)_{\text{Essais modèles}}}[\%]$
1.00	2.93	53.87%
1.25	2.67	68.40%

d’attaque de l’AVD originale et modifiée en comparaison à celui de l’écoulement, tableau 4.3, montre l’importance d’ajouter une extension afin de réduire le défaut d’incidence.

L’ajout des extensions à l’avant-distributeur ajoute 1 % de rendement absolu selon les essais modèles, figure 4.4. Au contraire, la méthode industrielle par composante sous-estime cette augmentation d’environ 50%, tableau 4.4, en plus d’évaluer avec une importante incertitude l’augmentation de rendement due à la difficulté de déterminer les pertes de rendement dans la géométrie originale. L’application de cette méthode oblige de déterminer un angle hydraulique moyen pour représenter correctement l’écoulement dans la bêche spirale. Habituelle-

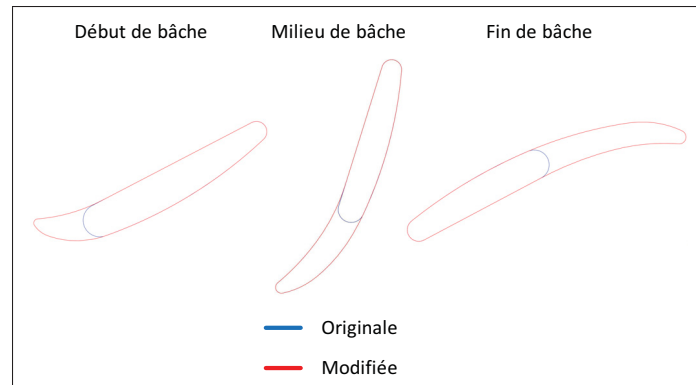


Figure 4.3 Modifications apportées aux AVDs de la géométrie du cas 2

Tableau 4.3 Orientation de l'avant-distributeur originale et modifiée comparée à l'angle hydraulique de 22.1° de l'écoulement évaluée dans une simulation de bâche seule

Géométrie	Originale	Modifiée
Angle géométrique $[\circ]$	45.9	17.9
Différence $[\circ]$	23.8	4.2

ment, celui-ci correspond à la moyenne azimutale de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur. Toutefois, dans la géométrie originale, l'angle hydraulique influence fortement le décollement de la couche limite en raison du bord d'attaque arrondi. Ainsi, une valeur moyenne d'angle hydraulique à l'entrée de la double-grille peut négliger ou accentuer le décollement de la couche limite sur plusieurs avant-directrices.

Tableau 4.4 Diminution de la perte de rendement évaluée par les méthodes numériques industrielles et mesuré en essais modèles au cas 2

$\varphi/\varphi_{\text{opt}}$	$\delta(\Delta H/H_n/\varphi^2)$	$\frac{\delta(\Delta H/H_n/\varphi^2)_{\text{CFD}}}{\delta(\Delta H/H_n/\varphi^2)_{\text{Essais modèles}}} [\%]$
1.00	0.24 - 0.67	16.81% - 48.67%

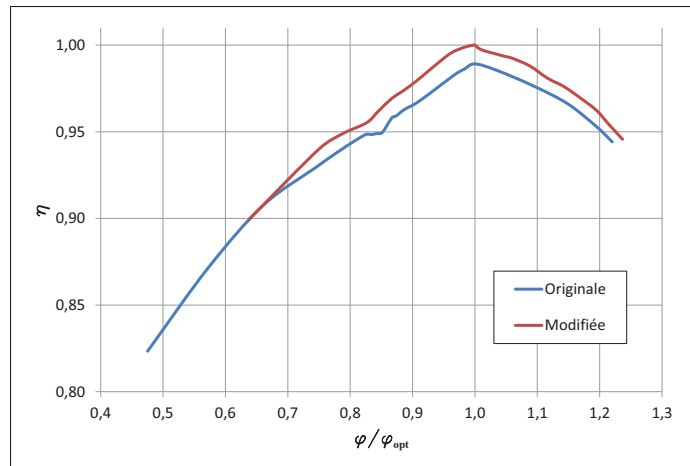


Figure 4.4 Rendement de la turbine originale et modifiée évalué en essais modèles du cas 1. Valeurs adimensionnalisées par le rendement maximal de la géométrie modifiée

4.2 Objectifs

En raison de l'imprécision des méthodes industrielles, il est souhaité développer une méthodologie de simulation de turbine complète pour évaluer correctement la diminution de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur. Par rapport aux méthodes industrielles, les simulations de turbine complète éliminent plusieurs hypothèses et approximations de l'écoulement. Donc, elles promettent d'évaluer avec une précision accrue la perte de rendement à l'avant-distributeur et conséquemment son effet dans les composantes avals de la turbine. Si elles négligent l'effet de la perte de rendement à l'avant-distributeur sur certaines composantes avals de la turbine, des simulations de domaine réduit (bâche seule et bâche avec roue) sont réalisées pour évaluer les avantages et inconvénients de complexifier le domaine de simulations. Si ces domaines de simulation font abstraction de la roue ou de l'aspirateur, ils éliminent plusieurs approximations à la modélisation du décollement de la couche limite à l'avant-distributeur par rapport aux méthodes usuelles. Ils constituent une solution intéressante en raison de la puissance de calcul nécessaire à leur résolution. Également, ces simulations sont d'une aide importante pour construire la méthodologie de celles de turbine complète. Les travaux présentés dans ce mémoire doivent satisfaire les objectifs suivants :

- a. Développer une méthodologie de simulation de turbine complète afin d'évaluer la réduction de la perte de rendement dans chaque composante. Utiliser des simulations avec un domaine réduit de la turbine hydraulique pour simplifier le développement des simulations de turbine complète et résoudre les difficultés numériques.
- b. Évaluer la précision des simulations de turbine complète pour évaluer la diminution de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur. Déterminer l'influence de la réduction des zones de recirculation à l'avant-distributeur sur la perte de rendement et l'écoulement dans la roue et l'aspirateur.
- c. Évaluer l'efficacité des simulations de bêche seule et de bêche avec roue pour calculer la réduction de la perte de rendement en comparaison aux simulations de turbine complète. Quantifier l'effet de l'ajout de la roue au domaine de simulation sur l'écoulement et la perte de rendement dans la double-grille. À l'identique, évaluer l'effet de l'aspirateur sur l'écoulement dans la roue.
- d. Évaluer l'influence des paramètres numériques et des conditions d'écoulement à l'entrée de la bêche spirale sur la perte de rendement et les zones de recirculation à l'avant-distributeur.

CHAPITRE 5

MÉTHODOLOGIE DE LA MODÉLISATION NUMÉRIQUE

La méthodologie numérique élabore une méthode de simulation fiable pour modéliser les écoulements dans chaque domaine de simulation. Elle repose sur la réalisation des simulations dans l'ordre suivant :

- a. Bâche seule ;
- b. Bâche avec roue ;
- c. Turbine complète.

Cet ordre de simulation évalue le gain de complexifier le domaine de simulation pour déterminer l'augmentation du rendement par la modification de l'avant-distributeur. Aussi, la complexification graduelle des domaines de simulation offre l'avantage de cerner et résoudre progressivement les problèmes numériques.

Bâche seule

Afin de simplifier la nomination des domaines de simulations dans ce document, celui de la bâche seule englobe aussi l'avant-distributeur et le distributeur en plus de la bâche spirale. La simulation de bâche seule est utilisée pour quantifier l'augmentation du rendement par la simple modification de l'avant-distributeur sans évaluer son effet sur les composantes avals de la turbine hydraulique. À cet effet, elle propose une évaluation, relativement aisée et avec des ressources informatiques réduites, de la perte de rendement dans la double-grille. Ces simulations sont aussi utilisées pour évaluer l'effet du maillage sur le décollement de la couche limite et la zone de recirculation à l'avant-distributeur.

Bâche avec roue

Les simulations de bâche avec roue ajoutent la roue au domaine de bâche seule, tous deux sans aucune simplification. Ces simulations visent à quantifier l'effet de la modification de l'avant-distributeur sur l'écoulement et la perte de rendement dans la roue avec un domaine de simulation réduit par rapport à celui d'une turbine complète. Également, elles évaluent l'effet de la roue sur l'écoulement dans la double-grille et le distributeur et en particulier celui le décollement de la couche limite.

Turbine complète

Les simulations de turbine complète ajoutent l'aspirateur au domaine de simulation afin d'obtenir la représentation la plus réaliste d'un montage d'essais modèles. Ces simulations visent à obtenir une évaluation précise de l'effet de la réduction de la perte de rendement à l'avant-distributeur dans toutes les composantes la turbine hydraulique. Aussi, elles évaluent l'influence de l'aspirateur sur l'écoulement dans la roue.

5.1 Domaines de simulation

Les domaines de simulation utilisent les géométries à échelle modèle soit une roue 350 mm de diamètre. Cette dimension simplifie la comparaison des résultats numériques avec des essais modèles puisque les écoulements sont à même Reynolds. De plus, l'écoulement à plus faible nombre de Reynolds dans la géométrie d'essais modèles par rapport à celle prototype réduit la discrétisation spatiale en paroi pour résoudre l'écoulement dans la couche limite. Le lecteur est invité à se référer à l'annexe III pour obtenir un schéma détaillé de tous ces domaines de simulation.

5.1.1 Bâche seule

Le domaine de bâche seule est simplifié par une symétrie à l'axe distributeur. La sortie du domaine est éloignée du bord de fuite des directrices à environ $0.65R_{\text{Sortie directrices}}$ pour réduire

les instabilités numériques. Ce domaine de simulation n'évalue pas l'influence de la roue sur l'écoulement dans le distributeur. L'entrée de la bêche spirale correspond à celle du montage des essais modèles.

5.1.2 Bêche avec roue

Les simulations de bêche avec roue combinent les sous-domaines de la bêche spirale et de la roue dans ANSYS CFX pour former le domaine de bêche avec roue. La bêche spirale et la double-grille composent ce premier sous-domaine. Le second, en rotation, comprend la roue et une extension à sa sortie selon la géométrie du cône d'aspirateur et se prolonge jusqu'à $0.93D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur. L'interface entre ces sous-domaines est située à distance égale entre le bord de fuite des directrices et le bord d'attaque des aubes de la roue. Cette position est recommandée par ANSYS CFX pour les simulations de turbomachine.

Dans une optique de simplification, le sous-domaine de la roue ne modélise pas l'encorbellement des directrices ni le débit de fuite aux labyrinthes de la roue. Ces simplifications éliminent plusieurs problématiques de maillage et de stabilité numérique.

5.1.3 Turbine complète

Ce domaine de simulation ajoute l'aspirateur aux sous-domaines des simulations de bêche avec roue. Ce domaine est donc composé de trois sous-domaines ; bêche spirale, roue et aspirateur, tous joints dans ANSYS CFX. L'ajout de l'aspirateur à la sortie du sous-domaine de la roue rend inutile l'utilisation d'une extension. La sortie de l'aspirateur est prolongée d'une extension, droite de chaque pertuis, pour augmenter la stabilité numérique telle qu'utilisée par Beaubien (2013) selon l'analyse de plusieurs configurations. L'interface entre les sous-domaines de la roue et de l'aspirateur est située à distance constante du bord de fuite des aubes. Elle possède une forme conique entre le plafond de la roue et le cône d'aspirateur et réduit l'influence de l'interface sur la torche au centre de l'aspirateur.

5.2 Discrétisation spatiale

La discrétisation spatiale des domaines de simulation est une étape essentielle et critique dans l'analyse par la méthode CFD en raison de son influence sur l'écoulement. La discrétisation spatiale doit capter les structures de l'écoulement dont l'influence sur les résultats étudiés est importante. L'étude de l'indépendance de maillage évalue ce point pour déterminer la discrétisation spatiale suffisante. En lien avec cette étude, un équilibre entre la taille du maillage et la précision des résultats est déterminé afin de respecter les ressources de calculs disponibles. Enfin, la qualité de la discrétisation spatiale doit réduire les erreurs numériques (Hirsch, 2007). Également, la réduction de ces dernières consiste à positionner suffisamment d'éléments dans les zones de fort gradient de l'écoulement.

Un maillage tétraédrique hybride avec prismes en paroi, généré avec le logiciel Pointwise 17.0 R1 (Pointwise, 2013), discrétise tous les domaines de simulation. L'utilisation de ce logiciel offre une importante réduction du temps nécessaire au maillage due à la réduction des opérations manuelles en comparaison à la construction d'un maillage hexaédrique structuré avec le logiciel ICEM CFD (ANSYS, 2013a). L'analyse des résultats obtenus avec ce maillage tétraédrique hybride en comparaison à ceux d'un maillage hexaédrique structuré appuie l'utilisation de ce type de maillage et de ce logiciel (Martineau Rousseau *et al.*, 2013)¹. Dans cette référence, la comparaison entre ces deux types de maillage est réalisée avec un domaine de bêche seule en raison de la faisabilité de mise en œuvre du maillage hexaédrique structuré dans la bêche spirale et la double-grille. En effet, la construction du maillage dans la double-grille pour les simulations de bêche avec roue amène une dégradation significative de sa qualité. De fait, la distance entre la sortie du domaine de la double-grille et le bord de fuite des directrices en plus de leur orientation complexifie considérablement la mise en œuvre d'un maillage structuré. Aussi, en raison du nombre de géométries de la double-grille et de l'étude à deux ouvertures de directrice pour chaque cas étudié, il apparaît ardu d'obtenir des maillages de qualité satisfaisante dans des temps raisonnables. Enfin, le lecteur est invité à se rendre l'annexe IV

1. L'article de conférence de cette référence bibliographique est joint à l'annexe VIII.

pour le détail des caractéristiques des maillages utilisés dans les deux cas étudiés pour évaluer la réduction de la perte de rendement et les analyses de l'étude d'indépendance de maillage.

5.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites des simulation consistent à un débit à l'entrée de la bache spirale et une pression statique moyenne nulle en sortie. Cette combinaison de conditions limites possède une excellente stabilité numérique (ANSYS, 2013b). Le débit en entrée est imposé par un profil de vitesse analytique d'un écoulement turbulent développé dans une conduite circulaire (R. Munson *et al.*, 2009). On peut se référer à l'annexe VI pour l'application de ce profil de vitesse à l'entrée de la bache.

Le débit imposé à l'entrée de la bache spirale correspond à celui mesuré en essais modèles pour une ouverture de directrices γ et une chute nette constante. Pour chaque cas étudié, deux points de fonctionnement, tableau 5.1 sont simulés. Le premier point de fonctionnement correspond à celui de meilleur rendement et le second à celui de forte charge.

Tableau 5.1 Points de fonctionnement simulés dans les deux turbines hydrauliques étudiées

Cas	Géométrie	$\gamma [^\circ]$	$\varphi / \varphi_{\text{opt}}$	$Q_{11} [l/s]$
1	Originale	25	1.00	791.56
		37.8	1.25	993.68
	Modifiée	25	1.00	799.67
		37.8	1.27	1012.19
2	Originale	24	1.00	1021.97
		28	1.12	1143.85
	Modifiée	24	1.00	1035.85
		28	1.12	1155.63

Une intensité turbulente de 5 % et une échelle de longueur turbulente égale à $D_{\text{Entrée bache}}/10$ sont imposés à l'entrée de la bache spirale dans les simulations. Cette longueur turbulente correspond à la taille maximale des tourbillons dans une conduite circulaire. En absence de

mesure expérimentale de la quantité turbulente en essais modèles, il est supposé que cette valeur est appropriée. L'annexe V montre l'analyse de l'influence du profil de vitesse et de l'intensité turbulente sur l'écoulement et la perte de rendement dans la double-grille.

5.4 Paramètres numériques

Les équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) et le modèle de turbulence $k - \omega$ SST sont utilisées pour la modélisation des écoulements dans les simulations. Le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur des géométries originales justifie l'usage de ce modèle de turbulence (Bardina *et al.*, 1997; Shur *et al.*, 1995; El-Behery et Hamed, 2011). La figure 5.1 montre clairement l'influence du modèle de turbulence sur le décollement de la couche limite de la géométrie originale de l'avant-distributeur du cas 2. Dans cet avant-distributeur, le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ néglige plusieurs décollements de la couche limite à l'extrados des AVDs au contraire du $k - \omega$ SST.

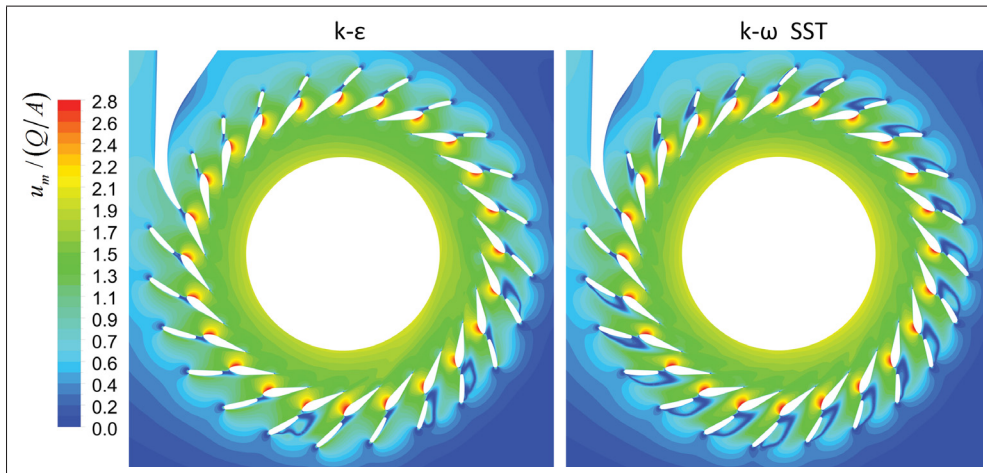


Figure 5.1 Vitesse débitante adimensionnée par la vitesse moyenne à l'entrée de la bêche en fonction du modèle de turbulence dans la géométrie originale du cas 2

Pour réduire les erreurs numériques dans la solution, une discrétisation de second ordre est adoptée. À ce propos, la discrétisation des termes de convection utilise un coefficient $\beta = 1$ dans l'équation 2.36. Toutefois, pour des raisons de stabilité numérique le schéma *High Reso-*

lution est utilisé pour les simulations du cas 2. Les simulations se divisent en deux catégories ; soit les simulations stationnaires RANS pour la bêche seule et les simulations instationnaires URANS pour la bêche avec roue et la turbine complète. Les paramètres numériques des simulations URANS de la bêche avec roue et de turbine complète sont regroupés ensemble puisqu'ils sont essentiellement identiques.

Simulations stationnaires (RANS)

Les équations RANS sont supposées suffisantes en absence de composantes en rotation et de la géométrie convergente de la double-grille. La convergence de la solution est vérifiée par la stabilisation de la perte de rendement et l'absence de résidus moyen supérieur à 10^{-5} . Par contre, la présence d'importantes zones de recirculation dans les géométries originales à l'avant-distributeur limite l'atteinte de ce critère. En effet, les zones de recirculation sont caractérisées des écoulements localement instationnaires, et sont difficilement modélisées par les équations RANS. Cependant, la stabilisation de la perte de rendement est atteinte dans toutes les simulations. Ces simulations requièrent 1 nœud de 12 processeurs avec 36 go de mémoire partagée durant 36 heures sur le centre de calcul Guillimin. Le tableau 5.2 résume tous les paramètres de cette méthodologie de simulation.

Simulations instationnaires (URANS)

Les équations URANS modélisent l'interaction entre le sillage de l'avant-distributeur et les aubes de la roue. Pour ce faire, la méthode *Transient Rotor-Stator*, aux interfaces entre les sous-domaines de la bêche, de la roue et de l'aspirateur, est utilisée. Cette interface actualise les variables de l'écoulement entre les sous-domaines à chaque pas de temps en fonction de leur position puisque la méthode *Transient Rotor-Stator* met en rotation le maillage de la roue. Le module *General Grid Interface* GGI d'ANSYS CFX joint ces sous-domaines et interpole les quantités de l'écoulement aux interfaces pour obtenir une conservation des flux. Ce module est d'une précision de second ordre, conservative et implicite.

Tableau 5.2 Paramètres numériques des simulations stationnaires

Composantes	Bâche spirale et double-grille
Domaine de simulation	Symétrie à l'axe distributeur, extension droite en sortie de directrice
Discrétisation spatiale	Tétraédrique avec prisme en paroi, $Y^+ \sim 2$
Modèle de turbulence	RANS $k - \omega$ SST
Schéma d'interpolation du terme convectif	<i>Blend Factor = 1</i>
Convergence	Résidus moyens $< 10^{-5}$ et perte de rendement stable
Conditions d'entrée	Profil de vitesse développé, $I = 5\%$ et $l_T = \frac{1}{10} D_{\text{Entrée bâche}}$
Conditions de sortie	Pression statique moyenne nulle
Ressources informatiques	Environ 400 CPU·heures
Méthode de partition du maillage	<i>Optimized Recursive Coordinate Bisection</i>

La discrétisation *Second Order Backward Euler* est utilisée pour intégrer temporellement les équations URANS. Le pas de temps des simulations est sélectionné afin de converger rapidement la solution, de résoudre finement le sillage de l'avant-distributeur dans la roue et enfin de stabiliser le modèle numérique. Cette dernière condition ajoutée à l'utilisation du schéma de convection de second ordre fixe le pas de temps maximal à 2° de rotation angulaire de la roue, soit un pas de temps d'environ $4.2 \cdot 10^{-4}$ s. Déterminé avec les simulations de bâche avec roue, il s'agit du pas de temps maximal pour conserver une stabilité numérique. Six tours de roue sont réalisés avec ce pas de temps afin de converger l'écoulement dans la turbine. La solution finale est obtenue avec une discrétisation temporelle de 0.5° de rotation angulaire de la roue, soit un pas de temps d'environ $1.05 \cdot 10^{-4}$ s. Ce pas de temps se compare à ceux utilisés pour l'analyse des interactions rotor-stator de turbine Francis (Nennemann *et al.*, 2005; Ciocan *et al.*, 2006). Ceux-ci discrétisent finement le passage des aubes de la roue dans le sillage de l'avant-distributeur. En absence d'aspirateur, les simulations de bâche avec roue réalisent uniquement 4 tours de roue au pas de temps grossier puisque la taille du domaine de simulation est réduite. Autant pour ce domaine que celui de turbine complète, le nombre total de tours de roue permet à une particule fluide de parcourir le domaine de simulation.

Dans une simulation instationnaire, le nombre de Courant Freidrichs Levy (CFL) quantifie la stabilité et la réduction des erreurs numériques (Hirsch, 2007). En rappel, ANSYS CFX ANSYS (2013c) définit le nombre de CFL, selon l'équation 5.1, en une dimension où u est la vitesse, Δt le pas de temps et Δx la taille d'un élément du maillage.

$$CFL = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (5.1)$$

Un nombre de CFL moyen de 0.23 selon un plan horizontal à la sortie de la roue, une zone grande vitesse de l'écoulement dans la turbine, montre qu'une stabilité et une réduction des erreurs numériques satisfaisante est obtenue. Dans le domaine de simulation de turbine complète, le nombre moyen de CFL, évalué sur tous les éléments du maillage, est inférieur à 1.

Trois itérations sont nécessaires à chaque pas de temps pour diminuer les résidus maximaux en dessous de 10^{-4} . Cependant, dans le sous-domaine de la roue, des zones d'important gradient conjuguées avec des éléments tétraédriques de mauvaise qualité à la jonction des aubes avec la ceinture et le plafond limitent l'atteinte de ce niveau de résidus après trois itérations. Toutefois, ces zones sont mineures et représentent environ 0.003 % du volume du sous-domaine de la roue.

Conditions initiales

Les conditions initiales aux simulations instationnaires sont une simulation stationnaire avec des interfaces *Frozen Rotor* et le schéma *High Resolution*. Ces simulations réalisent entre 50 et 60 itérations pour réduire les résidus moyens à 10^{-4} . Cette méthode accélère la convergence de la solution instationnaire et réduit les instabilités numériques. Le tableau 5.3 résume la méthodologie numérique des simulations instationnaires de turbine complète et de bache avec roue à quelques différences près, énoncées précédemment.

Tableau 5.3 Paramètres numériques des simulations instationnaire de turbine complète

Composantes	Bâche spirale, double-grille, roue et aspirateur
Domaine de simulation	Turbine complète, extension droite en sortie d'aspirateur
Discrétisation spatiale	Tétraédrique avec prisme en paroi, $Y^+ \sim 2$
Modèle de turbulence	URANS $k - \omega$ SST
Interpolation des termes de convection	<i>Blend Factor = 1</i>
Interpolation des termes temporels	<i>Second Order Backward Euler</i>
Pas de temps	2° ($\Delta t \sim 4.2 \cdot 10^{-4}$ s et 0.5° ($\Delta t \sim 1.05 \cdot 10^{-4}$ s))
Boucle interne de convergence	3
Durée de simulation	8 Tours de roue, environ 0.5 s
Convergence	Résidus moyens maximum $< 10^{-4}$, H_i et H_n stables
Conditions d'entrée	Profil de vitesse développé, $I = 5\%$ et $l_T = \frac{1}{10}D_{\text{Entrée bâche}}$
Conditions de sortie	Pression statique moyenne nulle
Conditions initiales	Simulation RANS, <i>High Resolution</i> et résidus moyens $< 10^{-4}$ (~ 50 -60 itérations)
Ressources informatiques	Environ 30 000 CPU·heures
Méthode de partition	<i>Optimized Recursive Coordinate Bisection</i>

Les simulations de bâche avec roue requièrent environ 150 heures et celles de turbine complète environ 200 heures avec 120 CPUs pour leur résolution sur le centre de calcul partagé Guillimin.

5.5 Évaluation des résultats numériques

Les résultats des simulations instationnaires proviennent de la moyenne arithmétique de l'écoulement à chaque pas de temps du dernier tour de roue de la simulation. Ceux des simulations stationnaires est l'écoulement de la dernière itération lorsque les critères de convergence sont atteints.

Chaque domaine de simulation est sous-divisé en fonction des composantes de la turbine hydraulique pour obtenir une évaluation précise de la perte de rendement dans chacune. Le do-

maine de la turbine complète est divisé en 5 sections, montrées au tableau 5.4 avec leurs bornes et leur dénomination. Le lecteur est invité à consulter l'annexe VII pour obtenir la position et la forme des bornes.

Tableau 5.4 Sous-division du domaine de turbine complète pour l'évaluation de la perte de rendement par composante

Composante	Entrée	Sortie	Perte
Bâche	Plan entrée bâche	Surface entrée AVDs	$\Delta H_{\text{Bâche}}$
AVDs	Surface entrée AVDs	Surface entre AVDs et DIRs	ΔH_{AVDs}
DIRs	Surface entre AVDs et DIRs	Surface entrée roue	ΔH_{DIRs}
Roue	Surface entrée roue	Surface entrée aspirateur	ΔH_{Roue}
Aspirateur	Surface entrée aspirateur	Plans sortie aspirateur	$\Delta H_{\text{Aspirateur}}$

Le plan à l'entrée de la bâche spirale et à la sortie de l'aspirateur correspond à la position des sondes de pression du montage de l'essai modèle. Le plan est montré à titre indicatif pour la mesure de la composante cinétique de la pression totale. En effet, la pression statique est évaluée avec des sondes de pression tandis que l'énergie cinétique avec la vitesse débitante moyenne afin de reproduire la méthode des essais modèles :

$$p_{\text{Totale}} = \frac{\sum_1^{\text{Nb}} p_{\text{Prises de pression}}}{\rho g N b_{\text{Prises de pression}}} + \frac{(Q/A)^2}{2\rho} \quad (5.2)$$

La séparation des composantes, à l'intérieur du domaine de la turbine complète, est réalisée avec des surfaces circulaires ou cylindriques. À ces endroits, la pression totale est évaluée avec la fonction *massFlowAve* d'ANSYS CFX :

$$p_{\text{Totale}} = \frac{\sum \dot{m} p_{\text{Totale}} / \sum \dot{m}}{\rho g} \quad (5.3)$$

La surface des interfaces du sous-domaine de la roue est utilisée pour délimiter la perte de rendement dans celle-ci. Si la position des interfaces n'est pas une représentation exactement conforme des bornes de la roue, elle demeure valide pour l'analyse comparative et possède l'avantage d'être aisée à mettre en œuvre. Pour simplifier les manipulations et mitiger cet in-

convénient, la chute interne de la roue est calculée avec le couple mécanique, la vitesse de rotation de la roue et la débit dans la turbine avec l'équation suivante :

$$H_i = \frac{2\pi\Omega T}{Qg} \quad (5.4)$$

La comparaison de la chute interne obtenue avec cette méthode et avec celle mesurée par les outils *Turbo* d'ANSYS CFX ne montre aucune différence significative. La perte de rendement par friction, choc et recirculation correspond simplement à la différence entre la pression totale dans le repère fixe et de la chute interne :

$$\Delta H_{\text{Roue}} = \left(p_{\text{Totale, Entrée}}^{\text{Fixe}} - p_{\text{Totale, Sortie}}^{\text{Fixe}} \right) - H_i \quad (5.5)$$

L'évaluation de la perte de rendement dans les simulations de bêche avec roue est similaire avec quelques adaptations en absence d'aspirateur et de l'ajout d'une extension à la roue. Elles consistent à une surface plane en sortie de la roue à $0.314D_{\text{Roue}}$ et à la sortie de l'extension à $0.914D_{\text{Roue}}$, en dessous de l'axe distributeur, pour évaluer la perte de rendement dans la roue en absence d'interface, et dans l'extension.

La comparaison entre les simulations de bêche avec roue et de turbine complète utilise ces surfaces, dans le domaine de celle-ci pour évaluer la perte de rendement dans la roue et le cône d'aspirateur. La même sous-division des composantes garantit une comparaison valide entre ces domaines de simulation.

Également, la division des composantes des simulations de bêche seule est similaire à celle du sous-domaine de la bêche des simulations de bêche avec roue et de turbine complète. Il est seulement ajouté une surface à la sortie des directrices pour reproduire l'entrée de la roue afin d'évaluer la perte de rendement aux directrices.

CHAPITRE 6

ÉTUDE DU CAS 1

L'étude de l'effet de la modification à l'avant-distributeur de la turbine du cas 1 sur les pertes de rendement et les écoulements utilise la méthodologie de simulation numérique montrée au chapitre 5. Elle débute avec une présentation des résultats obtenus par les simulations de turbine complète puisqu'elles proposent une analyse détaillée des écoulements et des pertes de rendement dans toutes les composantes de la turbine. Pour cette étude, l'écoulement et la perte de rendement dans chaque composante sont analysés par des comparaisons entre la géométrie originale et modifiée. Celles-ci expliquent les sources de la diminution de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur dans chaque composante de la turbine.

Ensuite, ce chapitre analyse les résultats obtenus par les simulations de turbine complète en comparaison à ceux de bache avec roue et de bache seule. En raison de l'investigation détaillée de l'effet de la modification de l'avant-distributeur dans la turbine à la section précédente, ce chapitre analyse uniquement les différences de l'écoulement et des pertes de rendement entre chaque domaine de simulation.

6.1 Simulations de turbine complète

Le tableau 6.1 résume la réduction de la perte de rendement dans chaque composante selon les résultats obtenus par les simulations de turbine complète du cas 1. Ces résultats montrent que le principal bénéfice de la modification de l'avant-distributeur est la réduction de la perte de rendement par l'élimination des zones de recirculation. En fonction du point de fonctionnement, elle représente jusqu'à 55% de la réduction totale de la perte de rendement évaluée en essais modèles. Dans le distributeur, elle représente également une part importante de la réduction totale de la perte de rendement. Toutefois, la réduction de la perte de rendement dans la roue et l'aspirateur, évaluée par les simulations de turbine complète, est davantage réduite. Dans la roue à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, la réduction de la perte de rendement est relativement faible et elle

augmente à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. De plus, ces simulations de turbine complète évaluent une augmentation de la perte de rendement dans l'aspirateur de la géométrie modifiée.

Tableau 6.1 Réduction du coefficient de la perte de rendement évaluée par les simulation de turbine complète comparée à celle des essais modèles

	$\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)$		$\frac{\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)_{CFD}}{\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)_{Essais\ modèles}} [\%]$	
$\gamma [^\circ]$	25	37.8	25	37.8
Bâche	0.01	0.03	0.24	0.68
AVDs	2.02	2.16	37.23	55.41
DIRs	1.20	0.86	22.14	22.02
Roue	0.38	-1.00	6.94	-25.65
Aspirateur	-0.06	-0.37	-1.12	-9.38
Totale	3.56	1.68	65.43	43.09
Essais modèles	5.44	3.90	—	—

6.1.1 Bâche spirale et double-grille

Détaillée au tableau 6.2, la modification de l'avant-distributeur réduit significativement de la perte de rendement dans la double-grille. La perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille, figure 6.2, montre l'importante réduction de la pente des pertes de rendement à l'avant-distributeur. La figure 6.3 montre que la géométrie modifiée élimine le décollement de la couche limite et les zones de recirculation à l'extrados des AVDs.

La réduction de l'angle d'incidence de l'écoulement au bord d'attaque de l'avant-distributeur et l'affinement du profil hydraulique élimine le décollement de la couche limite au bord d'attaque d'une AVD. La visualisation des vecteurs de vitesse, figure 6.1, montre que l'enlèvement de matière à l'extrados réduit le défaut d'incidence. Aussi, le retrait des chanfreins pour un arrondi aide au maintien de la couche limite à la paroi. De fait, même si le défaut d'incidence est très faible, par exemple à l'intrados de l'AVD, il se produit localement un faible décollement de la couche limite sur l'arrêt vive des chanfreins.

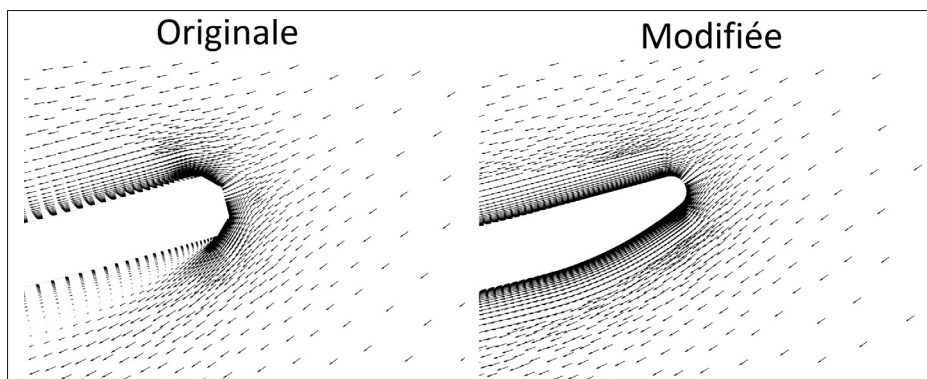


Figure 6.1 Vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une AVD de la géométrie originale et modifiée

Le tableau 6.2 montre aussi une réduction des pertes de rendement dans le distributeur, mais de moindre importance que celle dans l'avant-distributeur. La modification de l'avant-distributeur réduit surtout le sillage dû aux zones de recirculation, figures 6.4 et 6.5, dans le distributeur.

La différence de la réduction des pertes de rendement dans le distributeur entre les deux ouvertures provient de la restriction de l'écoulement dû à l'ouverture des directrices. À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, les directrices restreignent suffisamment l'écoulement pour éliminer presque tout le sillage causé par les zones de recirculation, selon la figure 6.4. Au contraire, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ le sillage de l'avant-distributeur se rend à la sortie du distributeur. À cette ouverture, la réduction de la perte de rendement considère également le rétablissement de l'écoulement dans le distributeur. La restriction de l'écoulement à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ apparaît par la perte de rendement plus grande dans le distributeur, au tableau 6.2, pour une même géométrie.

La perte de rendement dans l'avant-distributeur, figure 6.2 et tableau 6.2, confirme que celle-ci est uniquement fonction de la géométrie de la double-grille et de la bêche spirale. Aussi, elle est constante lorsque pondérée par le carré du débit. L'observation de l'écoulement, aux figures 6.4 et 6.5, confirment que la forme des zones de recirculation est indépendante du débit. Enfin, il en est de même pour la perte de rendement dans la bêche spirale. Ainsi, il est conforme d'obtenir une réduction quasi nulle de la perte de rendement dans cette composante.

Tableau 6.2 Coefficient de la perte de rendement dans la bête spirale et la double-grille

Géométrie	Originale		Modifiée		Différence	
$\gamma[^\circ]$	25	37.8	25	37.8	25	37.8
$\Delta H_{\text{Bête}}/H_n/\varphi^2$	1.66	1.67	1.64	1.64	0.01	0.03
$\Delta H_{\text{AVDs}}/H_n/\varphi^2$	3.43	3.46	1.40	1.30	2.02	2.16
$\Delta H_{\text{DIRs}}/H_n/\varphi^2$	4.38	2.53	3.18	1.67	1.20	0.86
$\Delta H_{\text{Totale}}/H_n/\varphi^2$	9.47	7.66	6.23	4.62	3.24	3.04

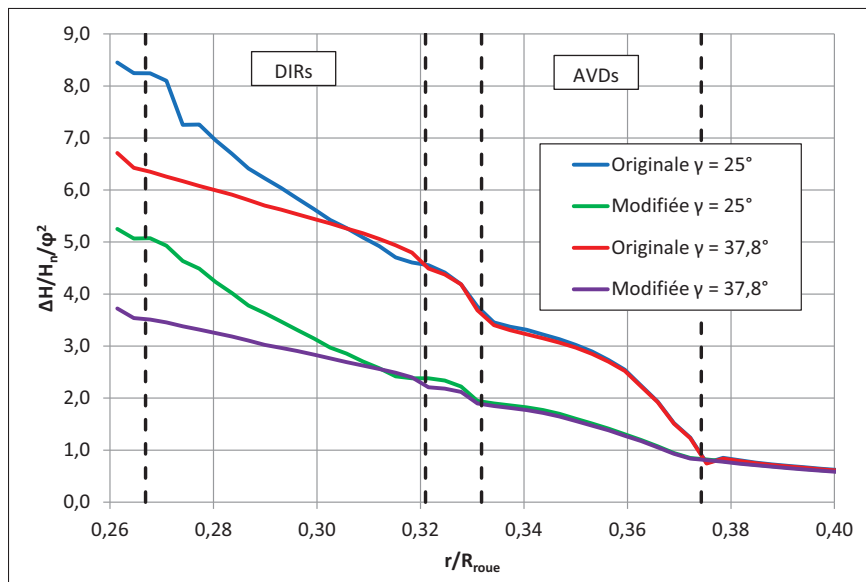


Figure 6.2 Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille

La mesure de la perte de rendement dans la double-grille évalue quantitativement l'effet direct de la modification de l'avant-distributeur. Par contre, il est approprié de s'intéresser à l'effet des zones de recirculation sur l'écoulement dans le distributeur puisque celui alimente la roue. De fait, les figures 6.4 et 6.5 montrent, en particulier à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, la poursuite du sillage des zones de recirculation jusqu'à roue. Également, on observe une variation azimutale de la taille des zones de recirculation.

L'angle hydraulique moyen à l'entrée de l'avant-distributeur, figure 6.6, montre que la variation de la taille des zones de recirculation provient de la variation de l'incidence de l'écoulement.

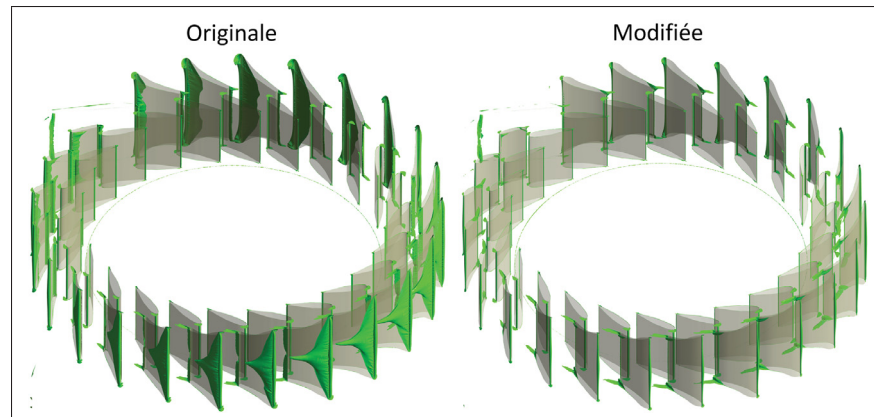


Figure 6.3 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

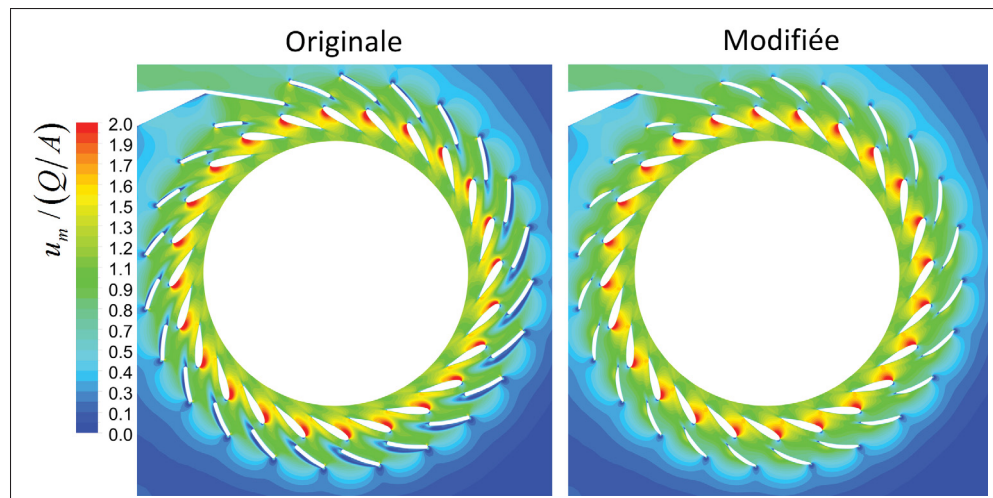


Figure 6.4 Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionné par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

En effet, la variation de leur forme, figures 6.4 et 6.5, concorde avec l'angle hydraulique en fonction de l'azimut de la bêche. Aussi, la comparaison de l'angle hydraulique entre la géométrie originale et modifiée montre que les zones de recirculation ont très peu d'influence sur l'écoulement en amont de l'avant-distributeur. Les travaux de Kurokawa *et al.* (1986) qui montrent que la bêche spirale est l'organe principal de contrôle de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur, appuient cette observation. Noter que les écoulements secondaires

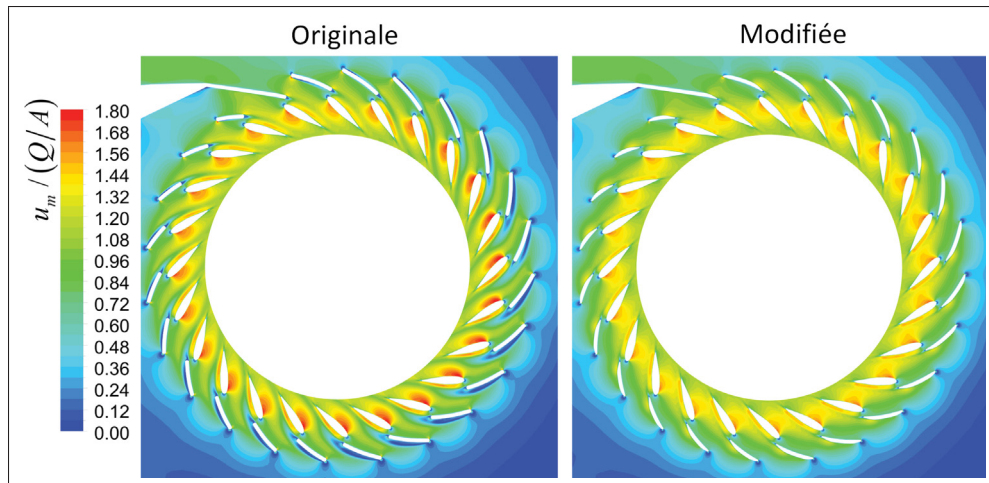


Figure 6.5 Vitesse débitante à l'axe distributeur adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

dans la bêche spirale expliquent le décollement de la couche limite à l'axe distributeur. Enfin, la géométrie modifiée tolère la variation verticale de l'angle hydraulique puisqu'aucun décollement de la couche limite est observé.

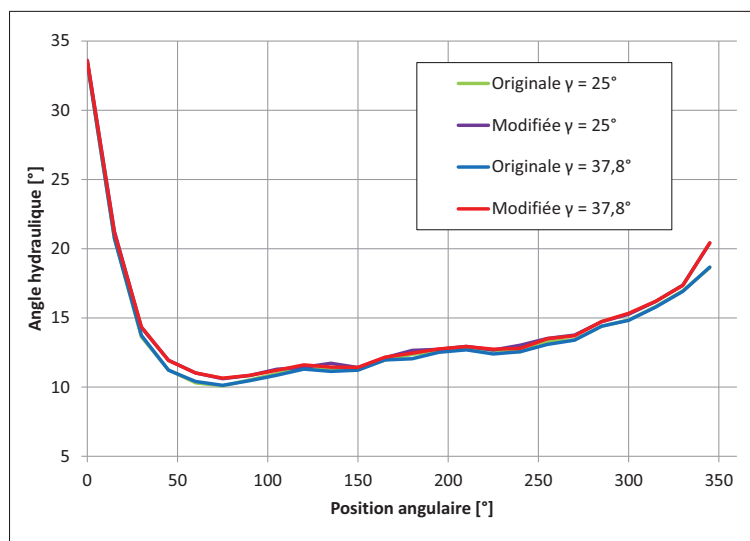


Figure 6.6 Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur ($1.1R_{\text{Entrée AVDs}}$).
Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale

Attribué à la non-uniformité des zones de recirculation, la variation de la distribution azimuthale du débit est observée à la figure 6.7. Elle demeure faible puisqu'une variation maximale de 1.15 % est évaluée dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. En comparaison, Beaubien (2013) observe une variation supérieure à 10 % dans la turbine hydraulique étudiée dans ses travaux. Par ailleurs, il est normal d'obtenir une plus grande variation de débit dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ puisque les directrices restreignent peu l'écoulement. Au contraire, la variation du débit dans la géométrie originale à $\gamma = 25^\circ$ est similaire à celle de la géométrie modifiée et inférieure à 1 %.

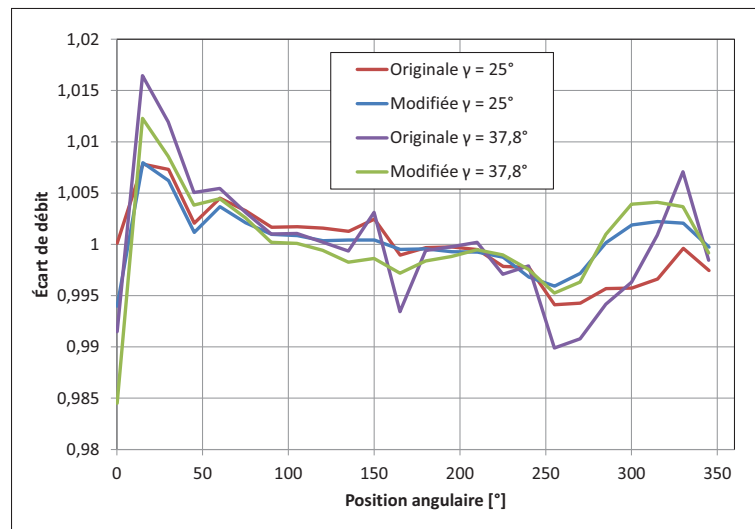


Figure 6.7 Variation azimuthale du débit en sortie de distributeur. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale.

L'observation de l'écoulement dans la géométrie originale et modifiée, aux figures 6.8 et 6.9, montre que le sillage de l'avant-distributeur affecte l'uniformité de l'écoulement à la sortie du distributeur. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, le sillage augmente la vitesse débitante à l'axe distributeur dû au blocage de l'écoulement par les zones de recirculation. Dans la figure 6.5, on constate que ceci provient de la zone de vitesse débitante supérieure à l'intrados des directrices qui se poursuit à la sortie du distributeur. Adjacent à cette zone, on observe le sillage de l'avant-distributeur, aminci par cette accélération de l'écoulement. À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, il

subsiste seulement une légère zone de sur vitesse causée par la fermeture des directrices selon la figure 6.8.

Aux deux ouvertures des directrices, le sillage du distributeur s'aperçoit par le déficit de vitesse suivant une ligne verticale. La seule différence aperçue, attribuable au bord de fuite légèrement aminci dans la géométrie modifiée, est la diminution de son épaisseur.

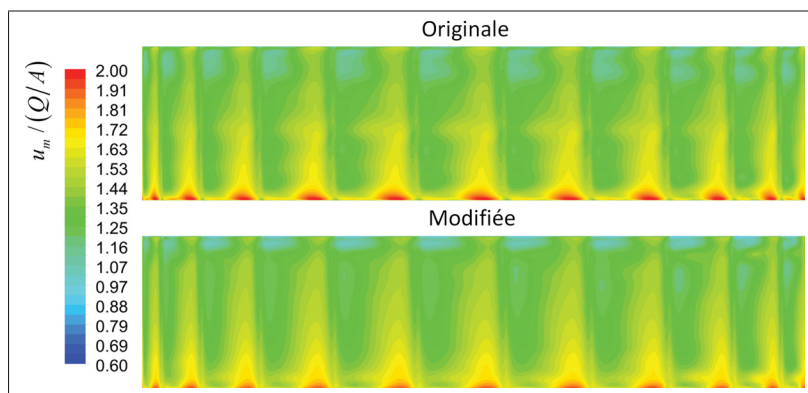


Figure 6.8 Vitesse débitante en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

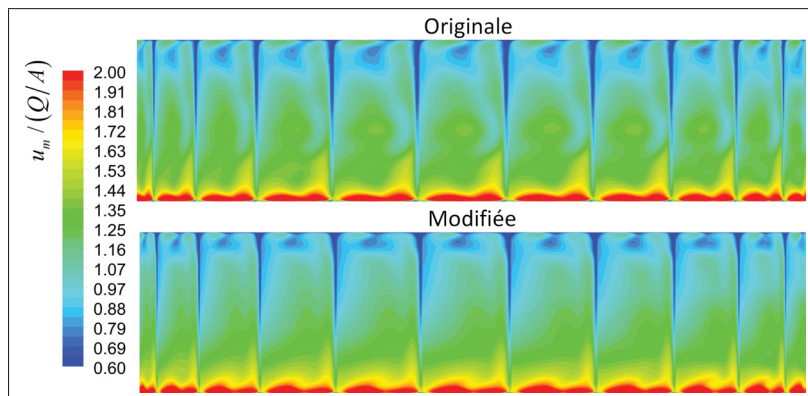


Figure 6.9 Vitesse débitante en sortie de distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

Le champ de la vitesse tangentielle à la sortie du distributeur, figures 6.10 et 6.11, est également affecté par le sillage des zones de recirculation. Similaire à la vitesse débitante, ceux-

ci bloquent partiellement le moment cinétique près de l'axe distributeur et l'augmentent aux flasques. Au flasque inférieur, le coude de la roue amplifie l'augmentation de la vitesse. La figure 6.12 montre qu'il en résulte un moment cinétique supérieur en sortie du distributeur. Au contraire, le moment cinétique doit être réduit dans la géométrie originale en raison d'un débit inférieur pour une même ouverture de directrice.

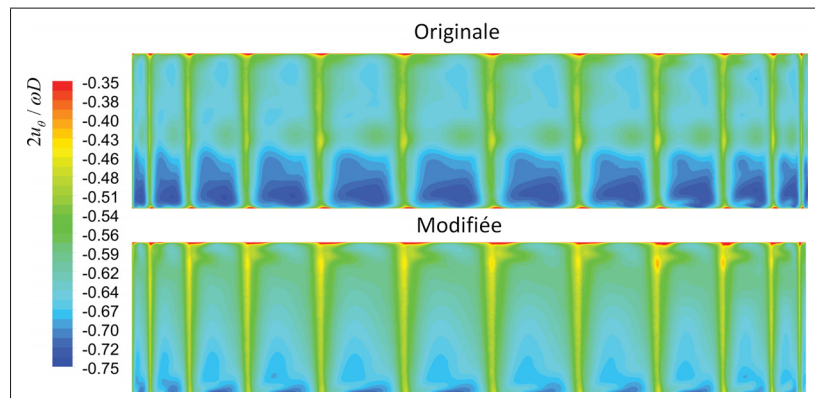


Figure 6.10 Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionné par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

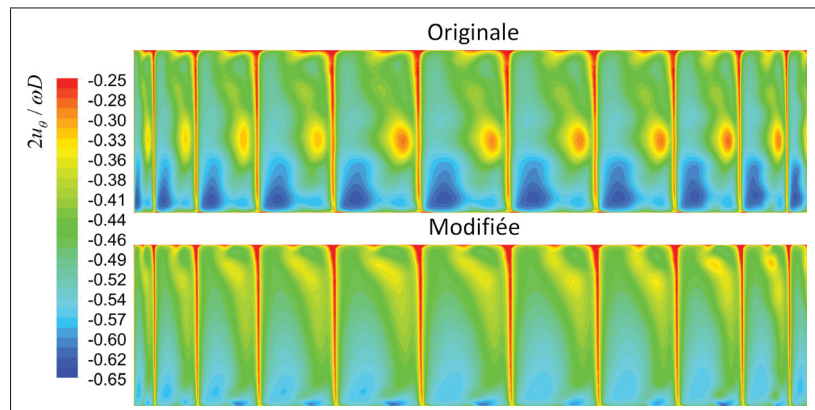


Figure 6.11 Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionné par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

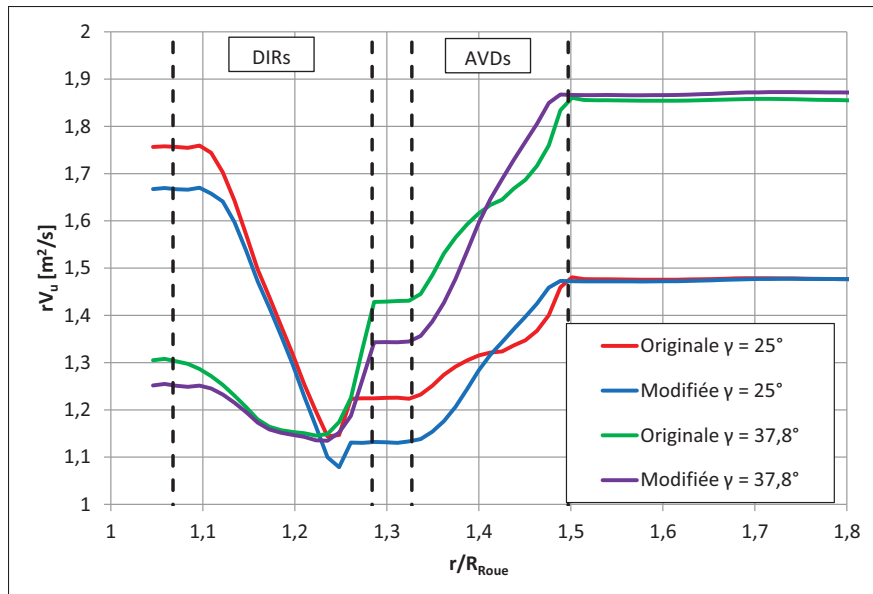


Figure 6.12 Moment cinétique moyen en fonction du rayon de la double-grille

Aux figures 6.13 et 6.14, le sillage des zones de recirculation sur la vitesse débitante et tangentielle à la sortie du distributeur montrent qu'elles modifient significativement l'angle hydraulique. En effet, l'écoulement est davantage radial dans le sillage. En comparaison à la géométrie modifiée, l'uniformité de l'angle hydraulique est dégradée et la composante tangentielle de l'écoulement est supérieure dans la géométrie originale.

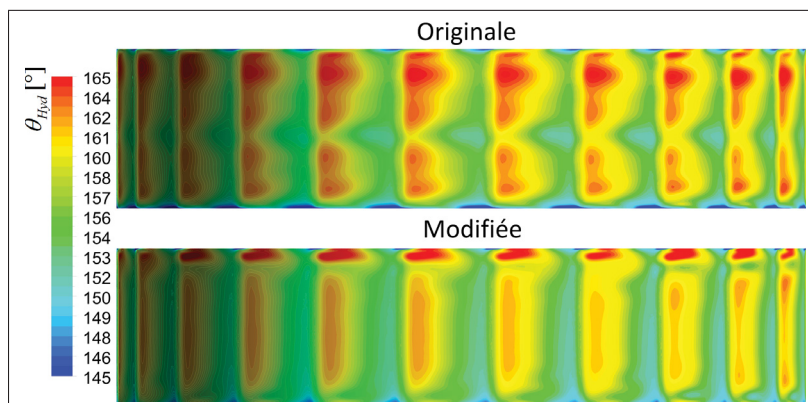


Figure 6.13 Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

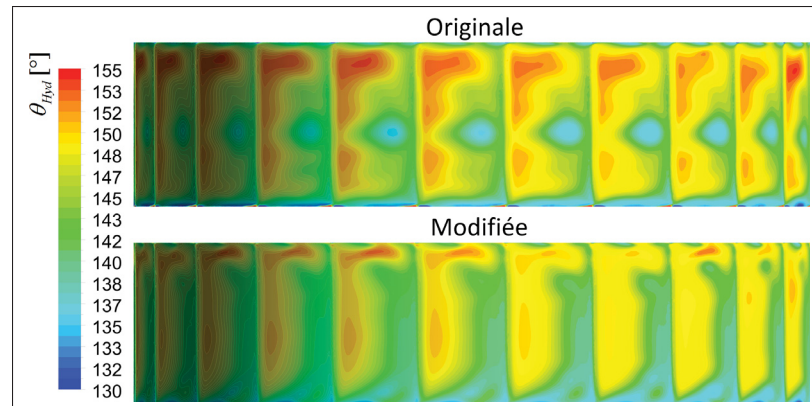


Figure 6.14 Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

L'analyse de l'écoulement dans la double-grille montre que les zones de recirculation à l'avant-distributeur sont la cause principale de la perte de rendement importante dans la géométrie originale. La géométrie modifiée élimine décollement de la couche limite et améliore sensiblement l'uniformité de l'écoulement à la sortie du distributeur.

6.1.2 Roue

L'évaluation détaillée de la perte de rendement, de la chute interne de la roue et de leur variation entre les deux géométries, au tableau 6.3, montre une diminution de la perte de rendement à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ tandis qu'elle est supérieure à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Dans cette dernière, ce résultat étonne puisque le sillage des zones de recirculation à la sortie du distributeur est de grande intensité en comparaison à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. Cependant, le moment cinétique inférieur dans la géométrie modifiée cause un décollement de la couche limite plus important, selon la visualisation des lignes de courant à l'axe distributeur à la figure 6.15. La perte de rendement en fonction de la position relative dans la roue, figure 6.16, montre que la source de son augmentation dans la géométrie modifiée se situe légèrement en aval du bord d'attaque, soit au point de décollement de la couche limite.

Selon le moment cinétique moyen à l'entrée de la roue, tableau 6.4, l'angle hydraulique relatif à la roue est environ 0.35° plus tangentiel dans la géométrie modifiée. Si cette différence

Tableau 6.3 Coefficient de la perte de rendement et chute interne dans la roue

Géométrie	Originale		Modifiée		Différence	
$\gamma[^\circ]$	25	37.8	25	37.8	25	37.8
$\Delta H_{\text{Roue}}/H_n/\varphi^2$	5.88	6.27	5.51	7.27	0.38	-1.00
$H_i[m]$	14.46	13.32	13.79	13.14	—	—

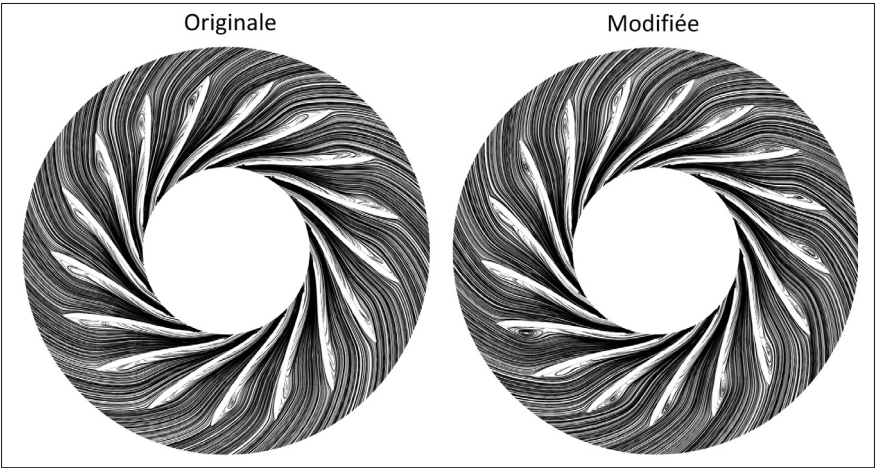


Figure 6.15 Lignes de courant à l’axe distributeur de la roue à l’ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

semble faible pour provoquer un décollement de la couche limite, l’angle hydraulique varie de seulement de 3.39° entre l’ouverture $\gamma = 25^\circ$ et $\gamma = 37.8^\circ$. La position du point de stagnation sur une aube de la roue, figure 6.17, montre effectivement un défaut d’incidence plus important de l’écoulement au bord d’attaque. Selon les contours de pression sur la surface de l’aube de la roue, aucune autre différence est aperçue mis à part la zone de recirculation plus importante à l’intrados dans la géométrie modifiée.

Tableau 6.4 Moment cinétique moyen à l’entrée et la sortie de la roue

Géométrie	Originale		Modifiée	
$\gamma[^\circ]$	25	37.8	25	37.8
$rV_{u\text{Entrée roue}}[m^2/s]$	1.75	1.30	1.67	1.25
$rV_{u\text{Sortie roue}}[m^2/s]$	0.07	-0.24	0.06	-0.27

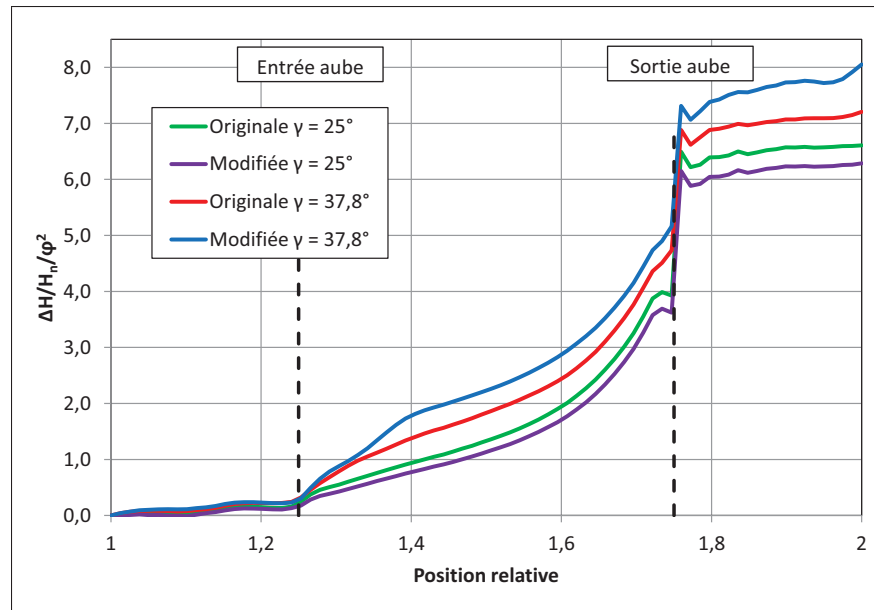


Figure 6.16 Coefficient de la perte de rendement dans la roue en fonction de la position relative

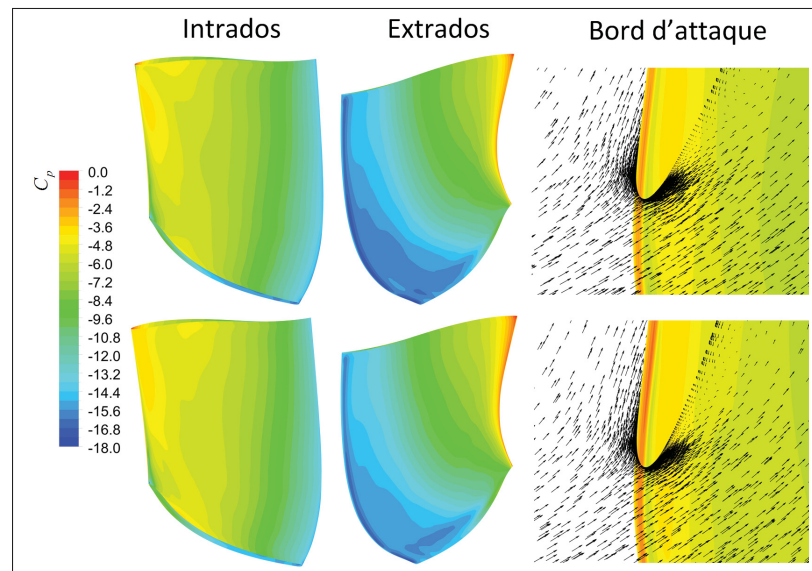


Figure 6.17 Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Originale, Bas : Modifiée

À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, la diminution de la perte de rendement dans la roue par la modification de l'avant-distributeur provient de l'incidence de l'écoulement au bord d'attaque des aubes. La

figure 6.18 montre que le point de stagnation sur le bord d'attaque est davantage positionné à l'intrados dans la géométrie originale. Au contraire, il se situe au milieu du bord d'attaque dans celle modifiée. Cette différence de 0.24° de l'angle hydraulique cause une perte de rendement supplémentaire due à la déviation plus importante de l'écoulement. Toutefois, elle demeure insuffisante pour provoquer un décollement de la couche limite. En effet, l'aube de la roue tolère cette variation de l'angle hydraulique et récupère tout le moment cinétique. La chute interne plus grande dans la géométrie originale confirme cette observation. Donc, la diminution de la perte de rendement est attribuée à un changement du point de fonctionnement de la roue dû à la modification du moment cinétique par les zones de recirculation. Enfin, les contours de pression sur une aube de la roue, figure 6.18, ne montrent aucune différence significative de la réduction des zones de recirculation à l'avant-distributeur sur l'écoulement dans la roue, mis à part la modification de la position du point de stagnation.

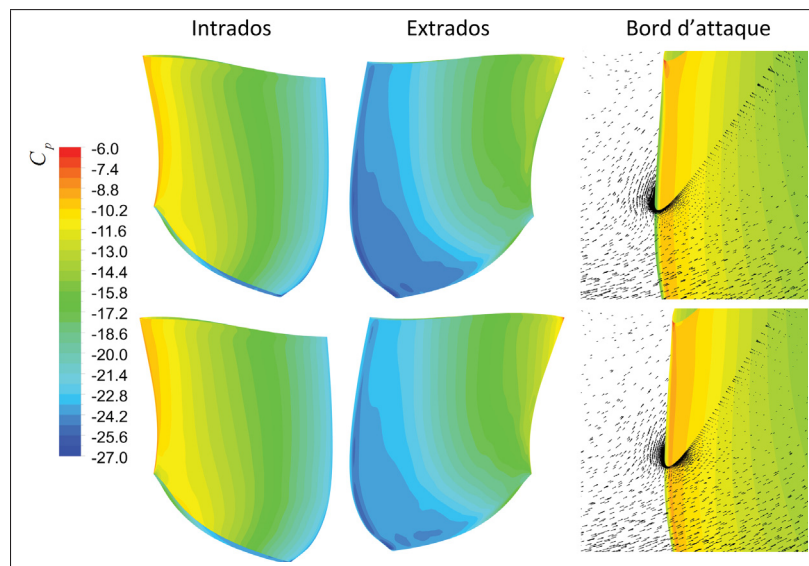


Figure 6.18 Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée

La vitesse débitante instantanée à l'entrée des aubes de la roue, figure 6.19, confirme que le sillage de l'avant-distributeur de la géométrie originale est présent à l'entrée de la roue. Cependant, la roue uniformise l'écoulement, en comparaison à celui à la sortie du distributeur,

et réduit le déficit de la vitesse. La vitesse débitante moyenne confirme que la distribution verticale du débit à l'entrée de la roue est presque identique entre les deux géométries. Noter qu'il est préféré d'analyser l'effet du sillage dans la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ puisque son intensité est plus importante à la sortie du distributeur qu'à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$.

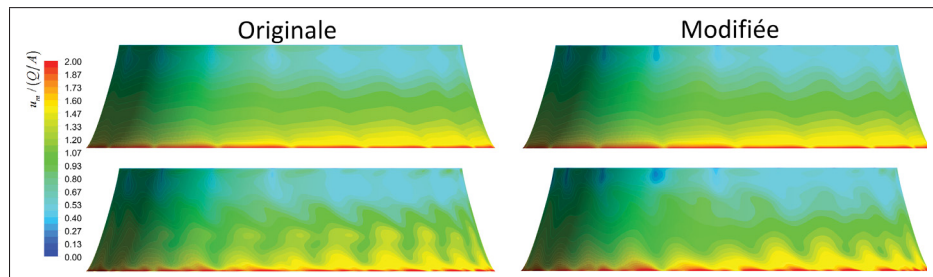


Figure 6.19 Vitesse débitante à l'entrée des aubes de la roue, adimensionnée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané

À l'entrée des aubes, la figure 6.20 montre un angle hydraulique instantané affecté par les sillages puisque les zones de recirculation modifient aussi la vitesse tangentielle à la sortie du distributeur. Cependant, la comparaison entre les deux géométries montre que la roue modifie en amont l'écoulement. De fait, on observe un développement de la même topologie de l'angle hydraulique autant dans la géométrie originale que modifiée. Enfin, l'écoulement moyen dans la roue, figure 6.22, est très similaire dans les deux géométries. Ainsi, il s'avère que le sillage des zones de recirculation est présent à l'entrée de la roue, mais l'effet amont de la roue uniformise l'écoulement. Donc, l'augmentation de la perte de rendement obtenue dans la roue est liée à la modification de l'écoulement moyen dû à la réduction des zones de recirculation. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, ceci favorise la géométrie originale et à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, réduit la perte de rendement dans la roue de la géométrie modifiée.

L'écoulement à la sortie de la roue, figures 6.23 et 6.24, montre mise à part les différences attribuables à la différence du débit entre les deux géométries, seul le champ de la vitesse radiale est légèrement différent. En effet, ceux de la vitesse débitante et circonférentielle montrent

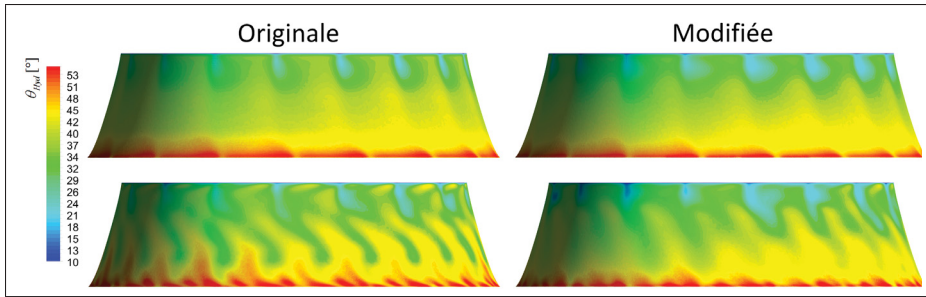


Figure 6.20 Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané

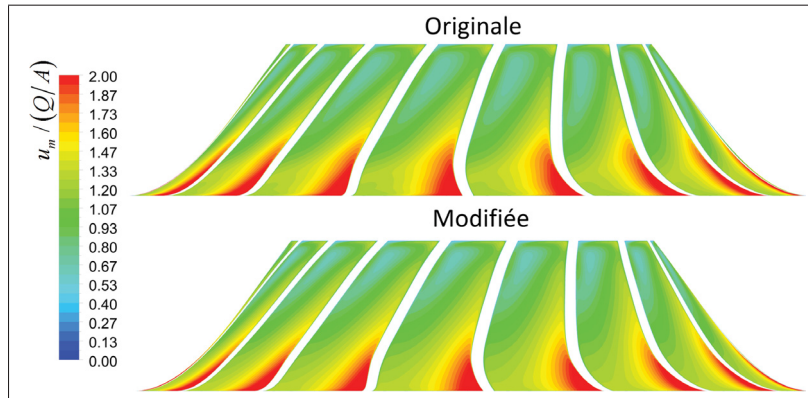


Figure 6.21 Vitesse débitante moyenne selon une coupe à environ 30% en aval du bord d'attaque des aubes de la roue, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

qu'ils sont sensiblement uniformes et n'admettent pas de débalancement. Le champ de vitesse radiale surtout à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ est moins uniforme près de la paroi dans la géométrie originale. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, cette différence entre les deux géométries est atténuée. Cependant, notons que ces différences de la vitesse radiale entre les deux géométries demeurent très faibles au regard de celles constatées par Beaubien (2013). Donc, il apparaît ardu d'apprécier l'effet de cette différence sur l'écoulement dans l'aspirateur.

Les différences des champs de la vitesse débitante et circumférentielle proviennent de la différence de débit entre les deux géométries au même point de fonctionnement. Ceci amène

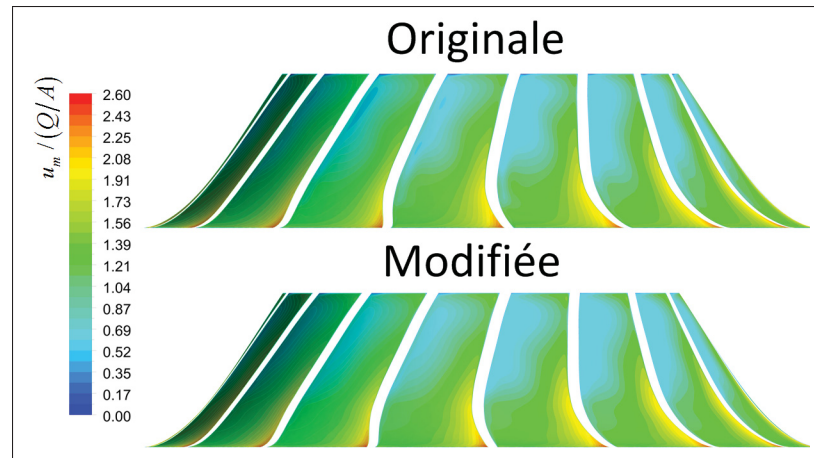


Figure 6.22 Vitesse débitante moyenne selon une coupe à environ 30% en aval du bord d'attaque des aubes de la roue, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la roue, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

un écoulement davantage rotationnel à la sortie de la roue dans la géométrie modifiée. Si nécessaire, le lecteur peut se référer aux triangles des vecteurs de vitesse à la sortie de la roue, section 1.2, pour comprendre les caractéristiques de l'écoulement à la sortie de celle-ci en fonction du débit dans la turbine. Cette différence est visible par une vitesse circonférentielle plus importante près du centre du cône d'aspirateur de la géométrie modifiée aux deux points de fonctionnement. Le profil de vitesse circonférentielle au plan de sondage, figure 6.26, confirme cette différence entre les deux géométries. Cette variation du moment cinétique modifie la vitesse débitante près du centre du cône d'aspirateur et fait apparaître un début de blocage de l'écoulement à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. De fait, au centre de la roue, l'écoulement n'est plus guidé par les aubes de la roue et conserve partiellement son moment cinétique. En fonction de l'intensité du moment cinétique, ceci mène à la création d'une torche et d'une zone de recirculation au centre du cône de l'aspirateur. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, le moment cinétique plus grand crée une importante zone de recirculation qui est légèrement plus large dans la géométrie modifiée, visible sur le profil de la vitesse débitante à la figure 6.25. Enfin, la figure 6.27 présente le profil de la vitesse radiale à la même position en dessous de la roue.

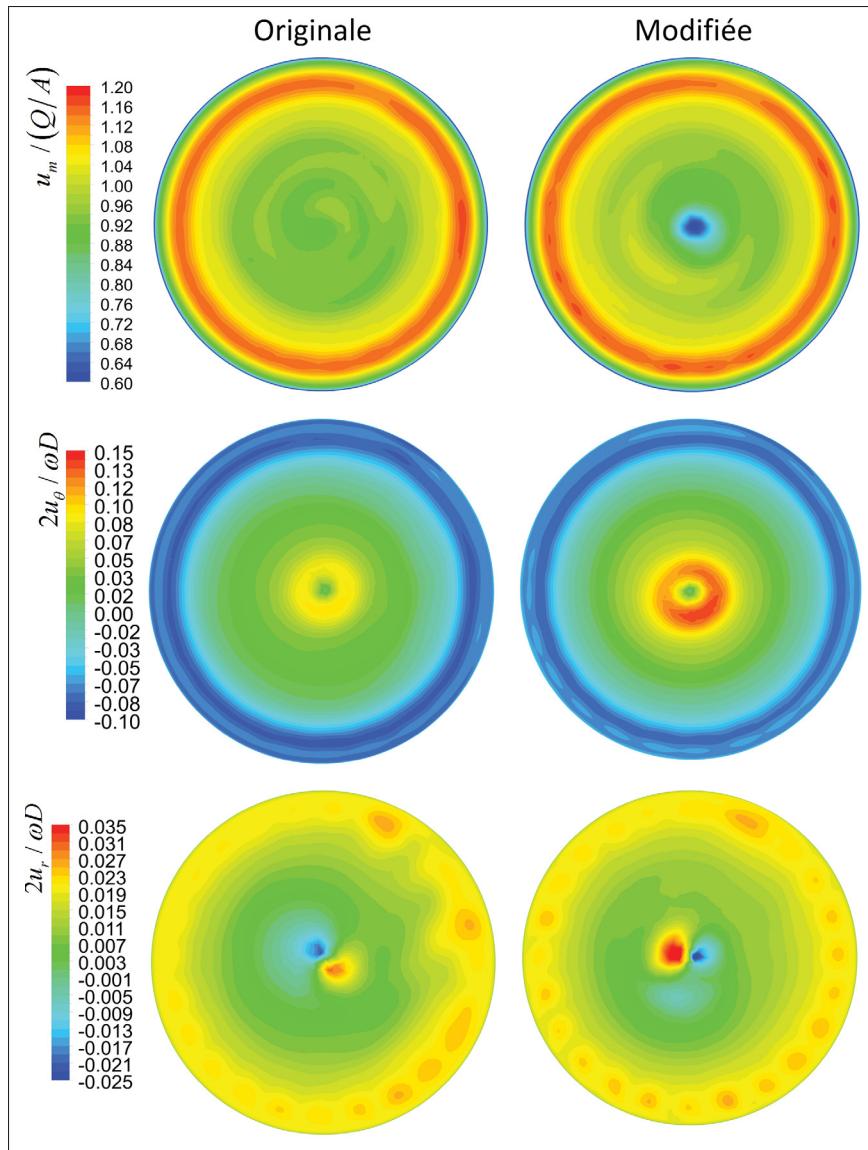


Figure 6.23 Vitesse axiale, circumférentielle et radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

6.1.3 Aspirateur

Selon les résultats compilés au tableau 6.5, la modification de l'avant-distributeur change peu la perte de rendement dans l'aspirateur à l'ouverture nominale tandis qu'elle augmente à ouverture maximale. La portion de la performance de l'aspirateur, évaluée par le coefficient de récupération de l'énergie cinétique, respecte cette même tendance. L'observation de l'écou-

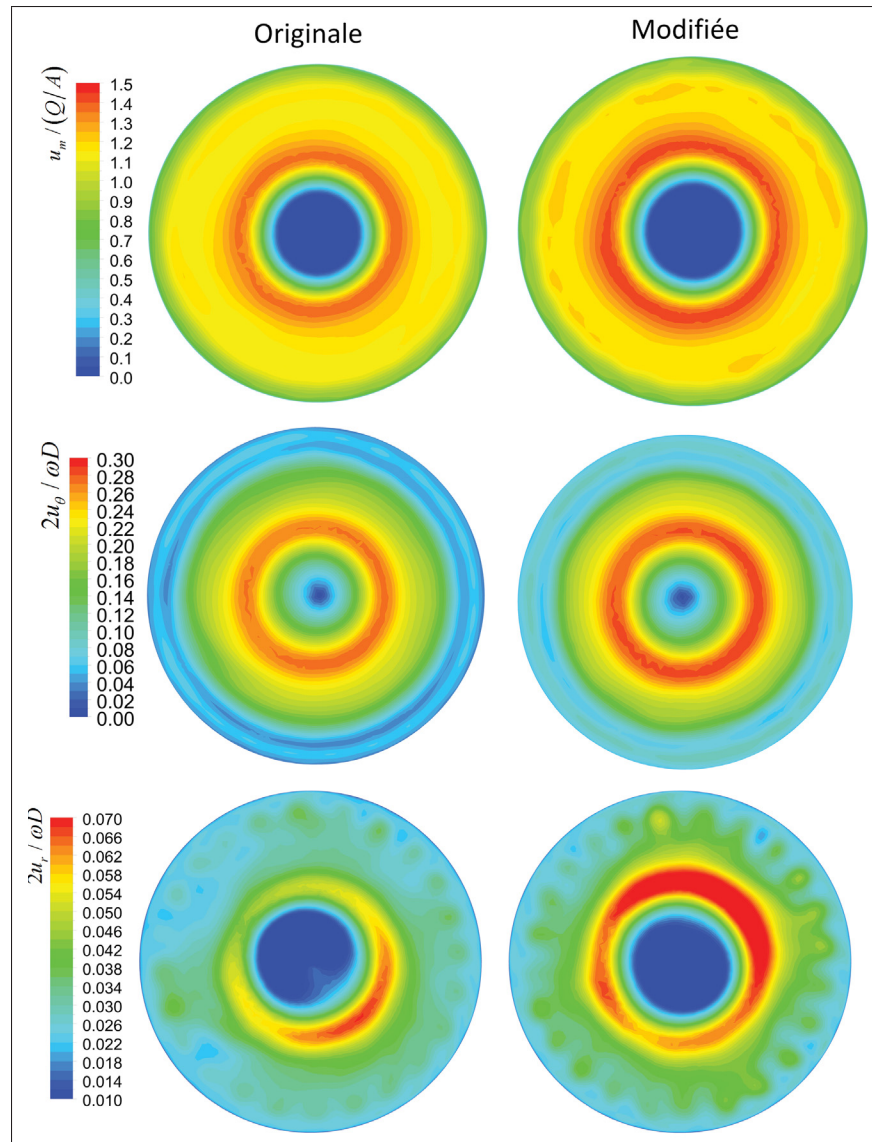


Figure 6.24 Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

lement dans les pertuis, aux figures 6.28 et 6.29, montre effectivement des similitudes entre les deux géométries. Les principales différences proviennent de la position du point de décollement de la couche limite aux nez de piles. Par exemple, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, celui dans la géométrie modifiée apparaît dans les pertuis gauche et droit tandis qu'il est dans celui du centre et de droite dans la géométrie modifiée. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, la principale différence provient du développement des zones de recirculation puisque l'écoulement aux nez de pile est

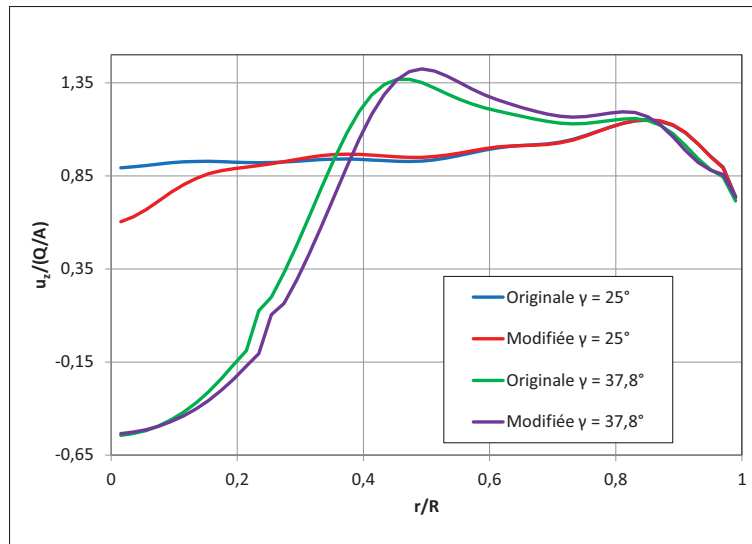


Figure 6.25 Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

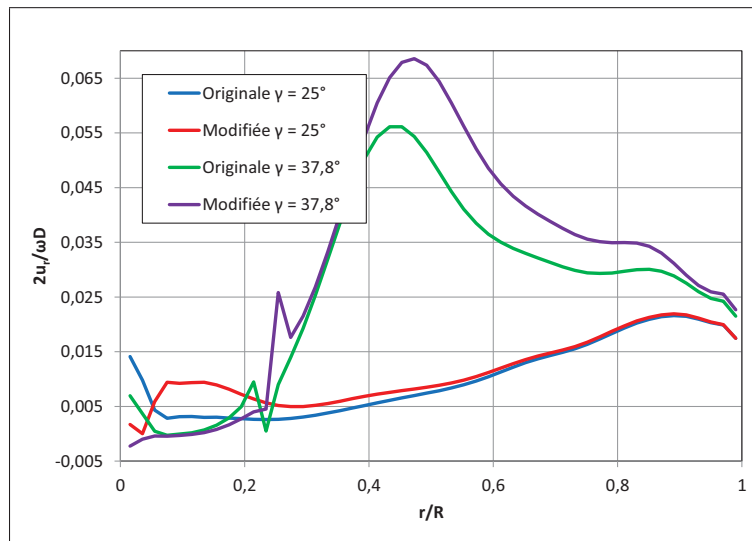


Figure 6.26 Sondage de la vitesse circconférentielle en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

très similaire. Enfin, ces légères différences se répercutent sur la répartition du débit dans les pertuis.

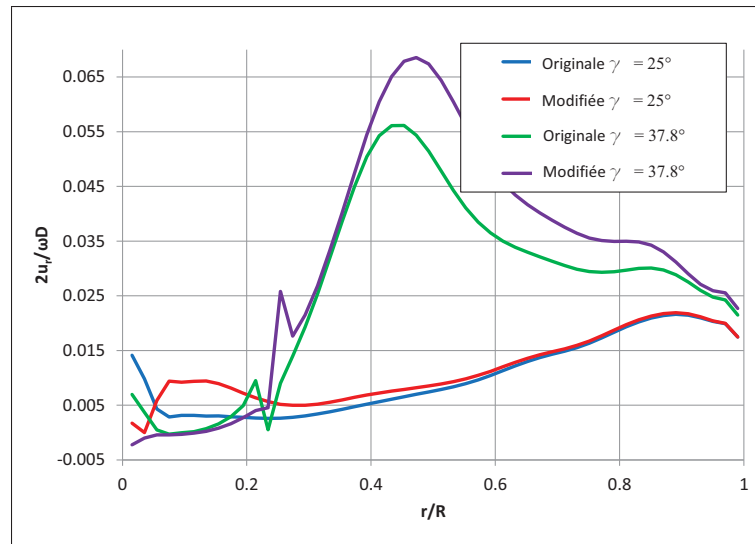


Figure 6.27 Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

Tableau 6.5 Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis

Géométrie	Originale		Modifiée		Différence	
$\gamma [^\circ]$	25	37.8	25	37.8	25	37.8
$\Delta H_{\text{Aspirateur}} / H_n / \varphi^2$	2.65	9.97	2.71	10.34	-0.06	-0.37
χ	0.74	0.64	0.74	0.71	0.00	-0.07
Pertuis droit [%]	41.02	25.06	40.80	22.12	—	—
Pertuis centre [%]	32.37	13.19	30.55	14.20	—	—
Pertuis gauche [%]	26.40	61.15	28.39	63.33	—	—

Ces différences de la perte de rendement dans l'aspirateur entre les deux géométries sont très faibles au regard de la diminution évaluée en essais modèles. Selon les travaux de Vincent B. (2010) et Beaubien (2013), il est envisageable que la convergence statistique de l'écoulement dans l'aspirateur ne soit pas atteinte. Ceux-ci considèrent que l'écoulement possède un état périodique après environ 20 tours de roue et ce dernier simule jusqu'à 60 tours. Au contraire, dans la littérature spécifique aux simulations de turbine complète, la durée de simulation est beaucoup plus courte et similaire à celle adoptée pour ce travail. En effet, ces travaux sont souvent réalisés avec des géométries modernes et des maillages grossiers, donc moins propices aux décollements de la couche limite. Ces facteurs sont importants pour obtenir un écoulement

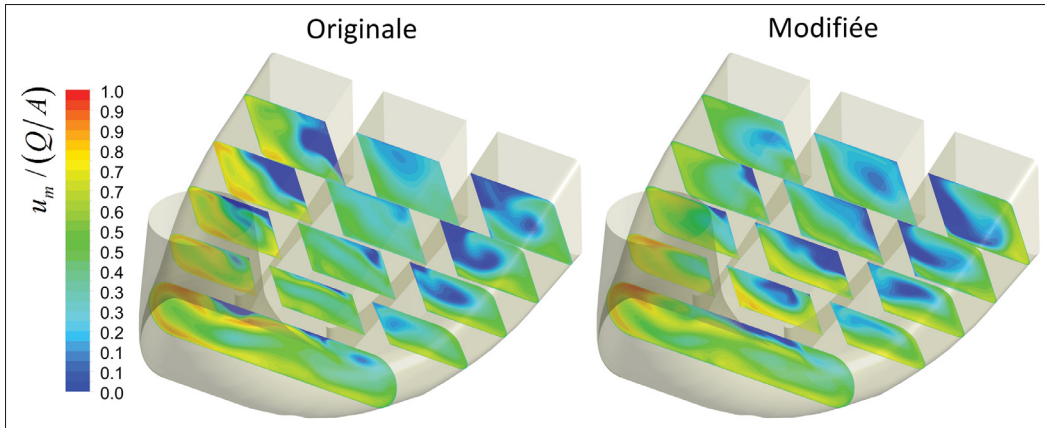


Figure 6.28 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

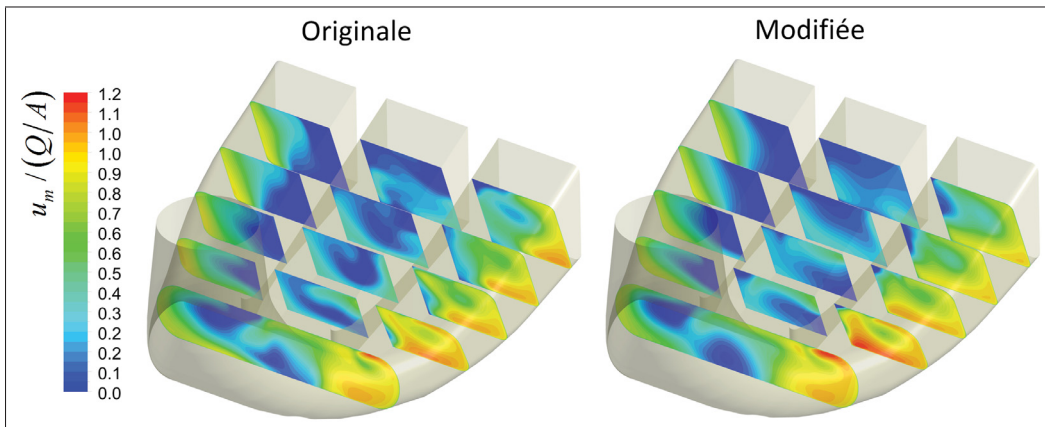


Figure 6.29 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

stationnaire puisque les zones de recirculation sont l'hôte d'écoulements instationnaires et de taille importante dans l'aspirateur. Ces raisons peuvent expliquer l'atteinte de résultats satisfaisants avec une durée réduite du temps de simulation. En plus, la simulation instationnaire de la turbine complète sur une longue période telle que réalisée par Vincent B. (2010) et Beaubien (2013) requièrent des ressources de calcul considérables. Pour ces raisons une seconde approche de modélisation de l'écoulement dans l'aspirateur, similaire à celle adoptée par ces

auteurs, est présentée dans la section suivante afin d'améliorer la précision à évaluer la perte de rendement dans celui-ci.

6.1.3.1 Simulations d'aspirateur seul

La simulation de l'aspirateur seul offre l'avantage de réduire significativement les ressources informatiques nécessaires à la modélisation de l'écoulement sur une grande durée temporelle. L'importante taille du maillage, de la simulation de turbine complète, empêche la modélisation de l'écoulement durant un important nombre de tours de roue afin de conserver un niveau raisonnable de ressources de calcul.

Au regard de la constance de la perte de rendement dans la double-grille et la roue, cette durée de simulation est suffisante pour obtenir un état périodique de l'écoulement dans ces composantes. En effet, l'état périodique de l'écoulement est atteint après seulement deux tours de roue au départ d'une simulation stationnaire. Ceci n'est guère surprenant puisque l'écoulement dans ces composantes est généralement stationnaire mis à part le passage des aubes de la roue dans le sillage de la double-grille, dont la période temporelle est significativement petite qu'une rotation de la roue. Donc, la simulation de la turbine complète doit modéliser deux périodes temporelles d'écoulements de grandeur très différente.

Par conséquent, il est avantageux de réaliser une simulation instationnaire d'une courte durée temporelle de l'écoulement dans la double-grille et la roue puisque le maillage de ces composantes représente environ 90% de celui de la turbine complète. Ensuite, la simulation instationnaire de l'aspirateur peut être réalisée sur une grande durée temporelle avec des ressources informatiques réduites.

Méthodologie

Les simulations de turbine complète offrent l'opportunité d'obtenir un écoulement détaillé à l'entrée de l'aspirateur avec un minimum de simplifications et d'hypothèses. L'écoulement à l'entrée de l'aspirateur provient donc des champs moyens de la vitesse et de la turbulence sur

un tour de roue au plan de sondage à $0.553D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur. Ce sont les champs de vitesse montrés précédemment aux figures 6.23 et 6.24. En raison de la présence de la torche à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, ces simulations sont seulement réalisées à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. Noter que les champs de l'écoulement moyen, dans le repère fixe, négligent le sillage des aubes de la roue dans l'écoulement. Toutefois, la densité du maillage dans le cône d'aspirateur est insuffisante pour conserver leur sillage. De plus, selon Beaubien (2013), le sillage des aubes de la roue influence très peu le coefficient de récupération de l'énergie cinétique de l'aspirateur.

Ces simulations sont réalisées avec les équations URANS et le modèle de turbulence $k - \omega$ SST. Le pas de temps pour ces simulations correspond à 4° de rotation de la roue. La durée de la simulation est de 60 tours de roue, soit environ 4.5 secondes. La solution analysée provient de la moyenne de l'écoulement des 30 derniers tours de roue. Cette méthodologie calque les travaux de Beaubien (2013) pour obtenir une solution statistiquement convergée et fiable.

Le domaine de l'aspirateur débute au plan de sondage et conserve les caractéristiques de la géométrie et du maillage du sous-domaine de l'aspirateur des simulations de turbine complète. Toutefois, ces simulations ont mis en évidence une problématique de convergence attribuable au prolongement individuel de chaque pertuis à la sortie de l'aspirateur. Celui-ci conduit à une divergence de la solution caractérisée par un blocage de l'écoulement dans un pertuis après environ 40 tours de roue. Le prolongement des pertuis joints ensemble corrige ce problème et obtient une solution convergée de l'écoulement.

Résultats

Le résultat des simulations d'aspirateur seul, au tableau 6.6, montre une augmentation de la perte de rendement dans la géométrie modifiée. Toutefois, selon la répartition du débit à la sortie des pertuis et la figure 6.30 l'écoulement est relativement similaire entre les deux géométries. En effet, le développement du décollement de la couche limite à l'intérieur du coude se ressemble dans les deux aspirateurs. Ensuite, celui-ci amène un blocage de l'écoulement à la sortie des pertuis semblable. Même si le blocage est moins important dans le pertuis droit de

la géométrie modifiée, celui dans le pertuis gauche est plus étendu. En moyenne, le blocage de l'écoulement est très similaire dans les deux géométries.

Tableau 6.6 Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis

Géométrie	Originale	Modifiée	Différence
$\Delta H_{\text{Aspirateur}}/H_n/\varphi^2$	3.09	3.72	-0.63
χ	0.72	0.67	—
Pertuis droit [%]	37.4	29.8	—
Pertuis centre [%]	28.1	27.6	—
Pertuis gauche [%]	34.4	29.8	—

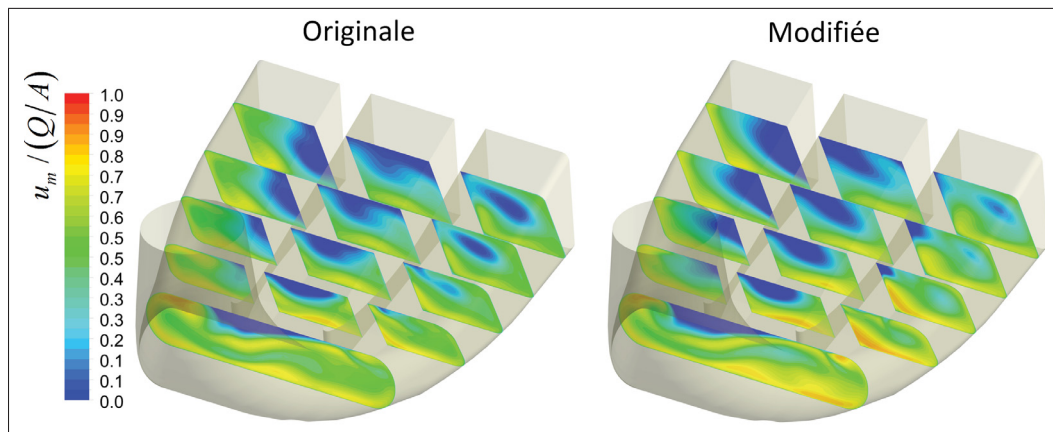


Figure 6.30 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

Il est nécessaire d'observer l'évolution de la perte de rendement en fonction de la position dans l'aspirateur, figure 6.31, pour déterminer l'origine de la différence entre les deux géométries. On remarque une évolution plus abrupte de la perte de rendement en sortie du cône d'aspirateur dans la géométrie modifiée. Cette différence provient de l'apparition d'une zone de recirculation au centre de l'écoulement causée par un moment cinétique supérieur à la sortie de la roue dans la géométrie modifiée, selon l'observation des vecteurs de vitesse à la figure 6.32.

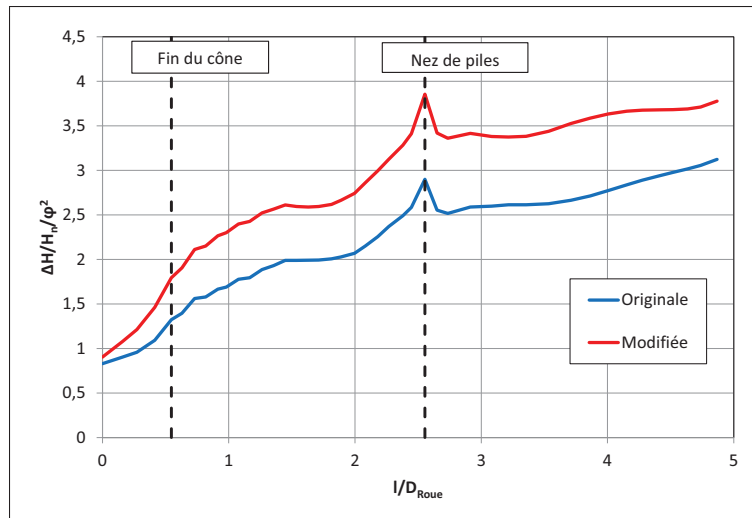


Figure 6.31 Coefficient de la perte de rendement en fonction de la position longitudinale dans l'aspirateur

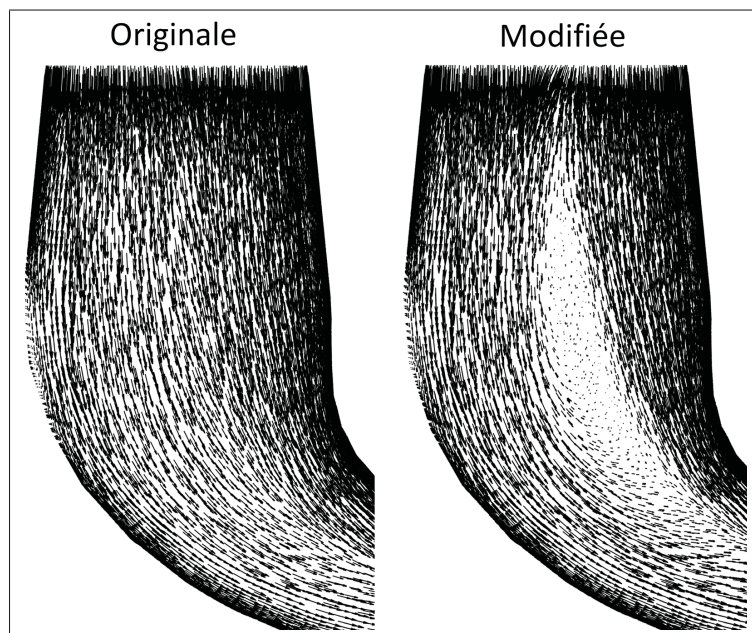


Figure 6.32 Vecteurs de vitesse dans le cône d'aspirateur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

Enfin, ces simulations n'amènent pas une observation différente de la variation de la perte de rendement dans l'aspirateur par rapport à celles de turbine complète à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$.

Cependant, elles confirment avec une meilleure fiabilité que l'écoulement obtenu à la sortie de la roue par la simulation de turbine complète ne réduit pas la perte de rendement dans l'aspirateur.

6.2 Comparaison avec les essais modèles

La comparaison de la perte de rendement et des chutes nettes et internes évaluées par les simulations de turbine complète avec des essais modèles est intéressante. Cette comparaison en absolu évalue si les simulations numériques sous-estiment ou surestiment la perte de rendement dans la géométrie originale et modifiée. De fait, elle apporte un éclairage sur la sous-estimation de la réduction de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur évaluée par les simulations de turbine complète. Le tableau 6.7 montre la valeur absolue de ces variables avec l'écart par rapport à celles évaluées en essais modèles. À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, les simulations de turbine complète surestiment la chute nette et la chute interne de la géométrie originale. La surestimation de la chute nette provient directement de celle de la chute interne puisque les pertes de rendement sont sous-estimées. Ceci est intéressant puisqu'il est montré précédemment que les zones de recirculation augmentent considérablement le moment cinétique à l'entrée de la roue, donc la chute interne de la roue. La sous-estimation de la perte de rendement suppose que ce moment cinétique doit provoquer une perte de rendement supplémentaire dans la roue contrairement à celle évaluée. Enfin, la sous-estimation de la perte de rendement dans la turbine est également visible par la surestimation du rendement.

Dans la géométrie modifiée, la chute interne est mieux prédite en absence de modification du moment cinétique par les zones de recirculation. Toutefois, il demeure que la perte de rendement est sous-estimée, mais de grandeur moins importante que celle dans la géométrie originale. Ainsi, on constate que pour une réduction de la perte de rendement comparable à celle des essais modèles, celle-ci doit être plus importante dans la géométrie originale. En absence de différence de l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur et de la variation du moment cinétique à l'entrée de la roue, il est pensé que des phénomènes hydrauliques ne sont pas modélisés dans la roue.

Tableau 6.7 Comparaison absolue des simulations de turbine complète avec les données d'essais modèles

Géométrie	Originale	Modifiée	Originale	Modifiée
$\gamma [^\circ]$	25		37.8	
H_n [m]	15.62 (4.16%)	14.75 (-1.67%)	15.77 (5.11%)	15.50 (3.30%)
H_i [m]	14.46 (6.30%)	13.79 (-0.99%)	13.32 (6.56%)	13.14 (2.47%)
ΔH_{Total} [m]	1.26 (-16.63%)	0.96 (-10.59%)	2.44 (-2.18%)	2.36 (8.12%)
η [%]	92.52 (2.05%)	93.51 (0.69%)	84.49 (1.38%)	84.78 (-0.81%)

Si à l'ouverture de $\gamma = 37.8^\circ$, il est impossible de réaliser des simulations d'aspirateur seul pour vérifier la convergence temporelle de l'écoulement dans l'aspirateur, quelques observations peuvent être formulées. On constate également que la chute interne est surestimée par les simulations de turbine complète dans la géométrie originale et de même grandeur qu'à l'ouverture de $\gamma = 25^\circ$. Ceci admet que ces simulations négligent une perte de rendement dans la roue due à la modification du moment cinétique par les zones de recirculation. On constate que la perte de rendement totale dans la géométrie modifiée est surestimée. À priori, cette différence provient d'un manque de convergence de l'écoulement dans l'aspirateur. Donc, la prédiction de l'augmentation du rendement serait améliorée si une perte de rendement supplémentaire est évaluée dans la géométrie originale.

6.3 Comparaison des domaines de simulation

La comparaison entre les domaines de simulation vérifie l'influence de la roue et de l'aspirateur sur l'écoulement et de la réduction de la perte de rendement dans les composantes amonts. Elle analyse de l'effet de l'importante perte de rendement de la roue sur les zones de recirculation à l'avant-distributeur. Ensuite, l'ajout de l'aspirateur considère la courbure de l'écoulement par le coude à 90° à la sortie de la roue. Évidemment, ceci impose à la sortie de la roue une condition davantage physique de l'écoulement. Enfin, cette comparaison évalue la précision de chaque domaine de simulation à évaluer la réduction de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur.

Le tableau 6.8 résume la réduction de la perte de rendement dans chaque composante selon les domaines de simulation en plus de celles de turbine complète. Noter que la réduction de la perte de rendement dans la roue et l'extension, dans les simulations de bêche avec roue et de turbine complète, est évaluée avec les mêmes positions des surfaces de mesure. Selon ces résultats, les domaines de simulation réduits évaluent une variation similaire de la perte de rendement dans la double-grille et la roue. Toutefois, la simulation de bêche seule surestime la réduction de la perte de rendement à l'avant-distributeur. Également, on observe une différence significative de la variation de la perte de rendement dans la roue à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$.

Tableau 6.8 Réduction du coefficient de la perte de rendement par composante selon le domaine de simulation

$\gamma [^\circ]$	Simulation	$\delta \left(\frac{\Delta H_{AVDs}/H_n}{\phi^2} \right)$	$\delta \left(\frac{\Delta H_{DIRs}/H_n}{\phi^2} \right)$	$\delta \left(\frac{\Delta H_{Roue}/H_n}{\phi^2} \right)$	$\delta \left(\frac{\Delta H_{Extension}/H_n}{\phi^2} \right)$
25	Bêche seule	2.17	1.12	—	—
	Bêche avec roue	2.08	1.31	0.39	-0.15
	Turbine complète	2.05	1.19	0.32	-0.03
	Turbine complète fin	2.02	1.20	0.31	-0.01
37.8	Bêche seule	2.47	0.88	—	—
	Bêche avec roue	2.14	0.95	-1.28	-0.79
	Turbine complète	2.13	0.91	-0.53	-0.44
	Turbine complète fin	2.16	0.86	-0.86	-0.45

6.3.1 Bêche spirale et double-grille

La perte de rendement dans la bêche spirale et la double-grille, au tableau 6.9, confirme la similitude des résultats entre les simulations de bêche seule, de bêche avec roue et de turbine complète. La majeure différence origine de la perte de rendement inférieure dans l'avant-distributeur de la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 38.7^\circ$ lorsque la roue est ajoutée au domaine de simulation. Selon l'évolution de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille, figure 6.33, et de la vitesse débitante au plan distributeur, figure 6.34, cette différence provient des zones de recirculation moins grande à la sortie des AVDs. Elle est attribuable à une uniformisation du débit à la sortie du distributeur lorsque la roue est ajoutée au

domaine de simulation. En effet, la figure 6.36 montre que la roue change considérablement la répartition du débit à la sortie du distributeur à l'ouverture $\gamma = 38.7^\circ$. Celle-ci en uniformisant le débit, réduit légèrement la taille des zones de recirculation en forçant le passage de l'écoulement.

Tableau 6.9 Coefficient de la perte de rendement évaluée dans la bêche spirale et la double-grille en fonction du domaine de simulation

Géométrie	$\gamma [^\circ]$	Simulation	$\frac{\Delta H_{\text{Bêche}}/H_n}{\varphi^2}$	$\frac{\Delta H_{\text{AVDs}}/H_n}{\varphi^2}$	$\frac{\Delta H_{\text{DIRs}}/H_n}{\varphi^2}$	$\frac{\Delta H_{\text{Totale}}/H_n}{\varphi^2}$
Originale	25	Turbine complète	1.66	3.48	4.44	9.58
		Bêche avec roue	1.64	3.50	4.55	9.70
		Bêche seule	1.65	3.54	4.25	9.44
	37.8	Turbine complète	1.63	3.43	2.62	7.68
		Bêche avec roue	1.64	3.44	2.66	7.75
		Bêche seule	1.68	3.73	2.43	7.84
Modifiée	25	Turbine complète	1.64	1.43	3.25	6.31
		Bêche avec roue	1.65	1.43	3.25	6.32
		Bêche seule	1.64	1.37	3.13	6.14
	37.8	Turbine complète	1.64	1.30	1.71	4.65
		Bêche avec roue	1.64	1.30	1.72	4.65
		Bêche seule	1.63	1.26	1.54	4.43

À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, cet effet est considérablement réduit dû à la restriction de l'écoulement par les directrices. La figure 6.36 montre une répartition du débit plus uniforme dans la géométrie originale en comparaison à celle de l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$. Également, le champ de vitesse débitante au plan distributeur, figure 6.35, montre que l'écoulement obtenu par une simulation de bêche seule et de bêche avec roue est identique.

L'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur, figure 6.37, appui que la modification des zones de recirculation provient uniquement de l'uniformisation du débit dans le distributeur. Cette observation concorde avec la section précédente que l'angle hydraulique dans la bêche spirale est uniquement fonction de sa géométrie.

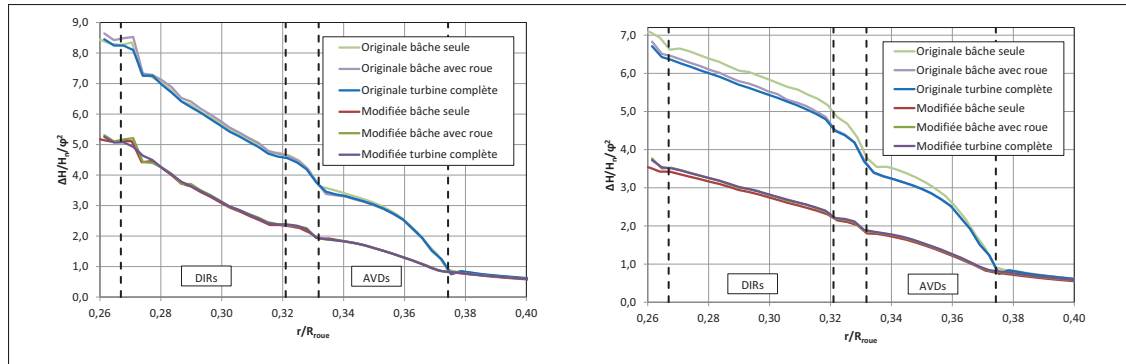


Figure 6.33 Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille évaluée par les domaines de simulation. Gauche : $\gamma = 25^\circ$. Droite : $\gamma = 37.8^\circ$.

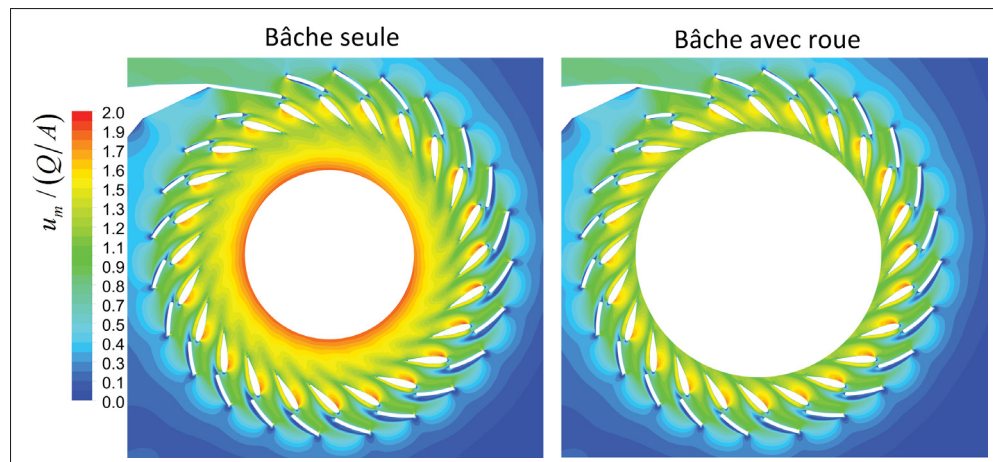


Figure 6.34 Vitesse débitante au plan méridien de la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$ obtenue avec les simulations de bâche seule et de bâche avec roue

En plus d'uniformiser la répartition azimutale du débit dans le distributeur, la roue modifie le gradient vertical de la vitesse débitante en sortie du distributeur. Le coude à 90° de la roue Francis qui accélère l'écoulement au flasque inférieur est à l'origine de ce changement. La vitesse débitante à la sortie des directrices de la géométrie originale, figure 6.38, montre que la roue réduit légèrement le sillage des zones de recirculation près du flasque supérieur. Au contraire, au flasque inférieur, dans la zone d'accélération de l'écoulement le déficit de vitesse du sillage augmente. Cet effet est identifiable en amont jusqu'au milieu des directrices par une légère

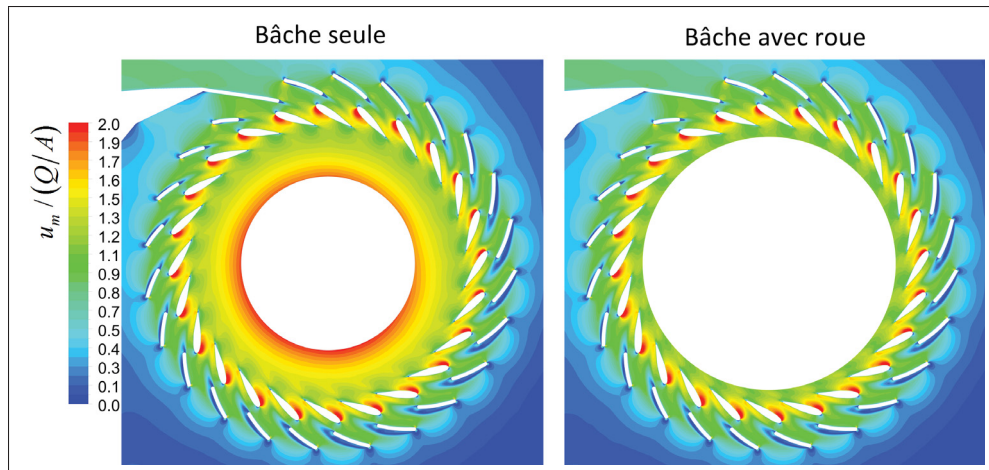


Figure 6.35 Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ obtenue avec les simulations de bâche seule et de bâche avec roue

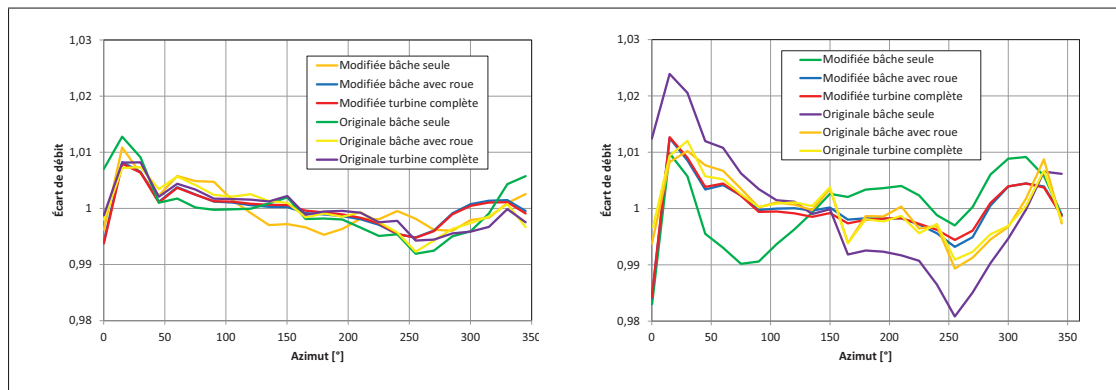


Figure 6.36 Variation azimuthale du débit en sortie de distributeur évaluée par les domaines de simulation. Bec de bâche à 0° et sens de rotation horaire de la bâche spirale. Gauche : $\gamma = 25^\circ$. Droite : $\gamma = 37.8^\circ$.

uniformisation de l'écoulement au flasque inférieur selon la figure 6.39. Également, selon cette figure et celle de la vitesse débitante à l'axe distributeur, la roue modifie très peu les zones de recirculation à l'avant-distributeur. À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, l'écoulement dans la géométrie modifiée n'est pas présenté puisque l'effet de la roue est la même et la seule différence entre les deux géométries provient de l'absence de zones de recirculation à l'avant-distributeur.

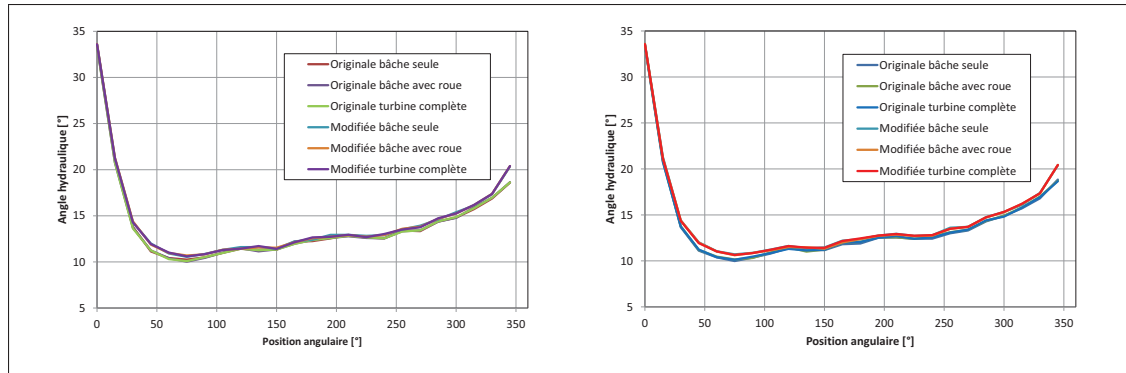


Figure 6.37 Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur. Bec de bache à 0° et sens de rotation horaire de la bache spirale. Gauche : $\gamma = 25^\circ$, Droite : $\gamma = 37.8^\circ$

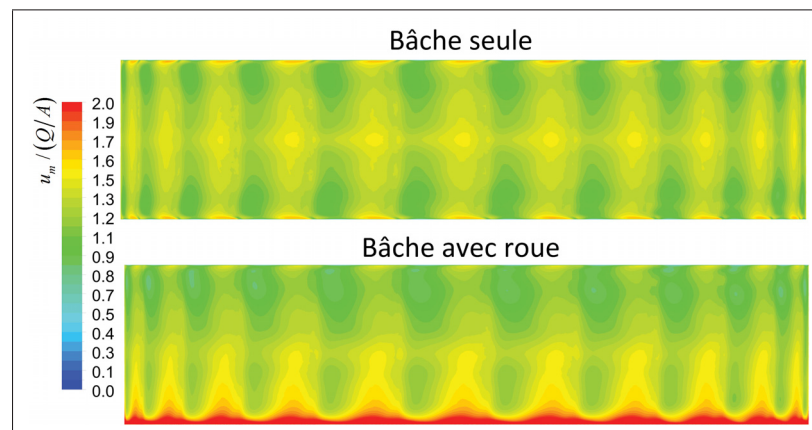


Figure 6.38 Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale en sortie des directrices dans les simulations de bache spirale seule et de bache spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 25^\circ$

Le moment cinétique dans la double-grille, figure 6.40, confirme que la roue change peu l'écoulement. Aussi, la réduction de la taille des zones de recirculation par l'uniformisation du débit dans les simulations avec la roue n'apporte aucune modification visible du moment cinétique à la sortie du distributeur.

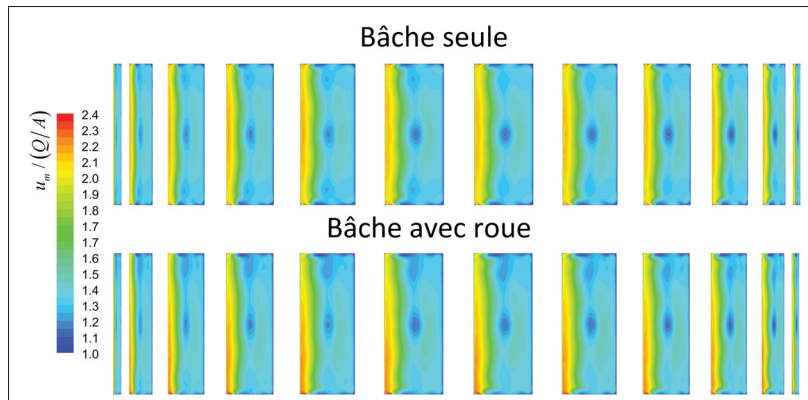


Figure 6.39 Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale au milieu des directrices dans les simulations de bâche spirale seule et de bâche spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 25^\circ$

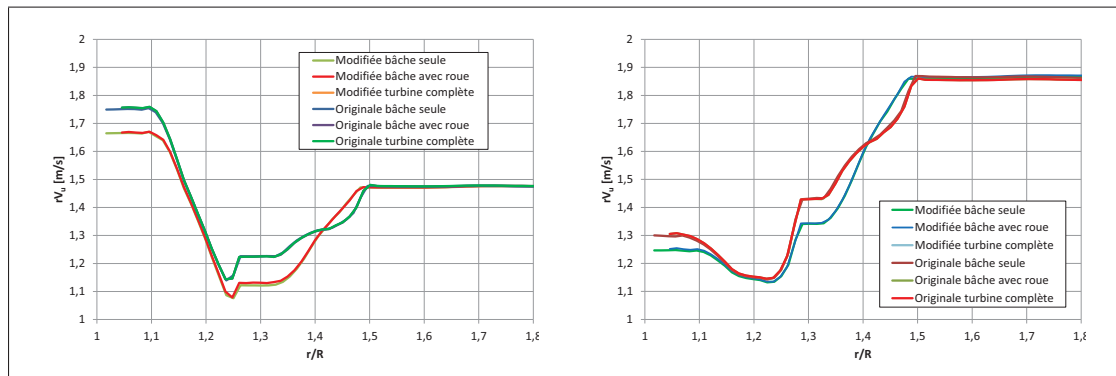


Figure 6.40 Moment cinétique dans la double-grille en fonction du rayon.
Gauche : $\gamma = 25^\circ$, Droite : $\gamma = 37.8^\circ$

6.3.2 Roue et extension

Selon les résultats au tableau 6.10, l'ajout de l'aspirateur au domaine de simulation modifie peu la perte de rendement et la chute interne de la roue en particulier à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, une zone de recirculation, figure 6.41, causée par le moment cinétique induit par la roue à l'écoulement, modifie l'évaluation de la perte de rendement par les domaines de simulation de bâche avec roue et de turbine complète. Afin de conserver une condition de sortie, ANSYS CFX bloque la portion de la surface de sortie dont l'écoulement retourne à l'in-

térieur du domaine de simulation pour conserver une stabilité numérique au détriment d'une modélisation non physique. Les conséquences de la modification de la condition de sortie, par ANSYS CFX, sont visibles dans la figure 6.41 par une zone de recirculation moins large et de plus faible intensité au centre du cône d'aspirateur dans les simulations de bêche avec roue. L'écoulement non physique dans l'extension de ces simulations amène une évaluation fautive de la perte de rendement. Au contraire, en absence d'une zone de recirculation majeure à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, la perte de rendement évaluée par les simulations de turbine complète et de bêche avec roue est identique.

Tableau 6.10 Coefficient de la perte de rendement et chute interne de la roue évaluées avec les simulations de bêche avec roue et de turbine complète

Géométrie	$\gamma [^\circ]$	Simulation	$H_i [m]$	$\frac{\Delta H_{\text{Roue}}/H_n}{\varphi^2}$	$\frac{\Delta H_{\text{Extension}}/H_n}{\varphi^2}$	$\frac{\Delta H_{\text{Totale}}/H_n}{\varphi^2}$
Originale	25	Turbine complète	14.46	5.43	0.53	5.96
		Bêche avec roue	14.44	5.50	0.54	6.04
	37.8	Turbine complète	13.32	6.17	1.62	6.17
		Bêche avec roue	13.37	7.13	1.13	6.67
Modifiée	25	Turbine complète	13.79	5.11	0.56	5.67
		Bêche avec roue	13.78	5.11	0.59	5.70
	37.8	Turbine complète	13.13	6.70	2.07	8.77
		Bêche avec roue	13.13	6.82	1.31	8.13

Le moment cinétique aux bornes de la roue, au tableau 6.11, montre que l'influence de l'aspirateur sur l'écoulement à la sortie de l'aspirateur demeure faible. De fait, le moment cinétique est fonction du point de fonctionnement de la turbine puisque l'écoulement demeure attaché à la surface des aubes de la roue. De plus, ce tableau montre une évaluation identique du moment cinétique à la sortie du distributeur par les simulations de bêche seule en comparaison à celles avec la roue.

Le sondage des profils de vitesse en sortie de roue concorde entre les simulations de bêche avec roue et de turbine complète à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ selon les figures 6.42, 6.43 et 6.44. La principale différence dans la géométrie modifiée, à $r/R < 0.2$, provient, à priori, de la densité

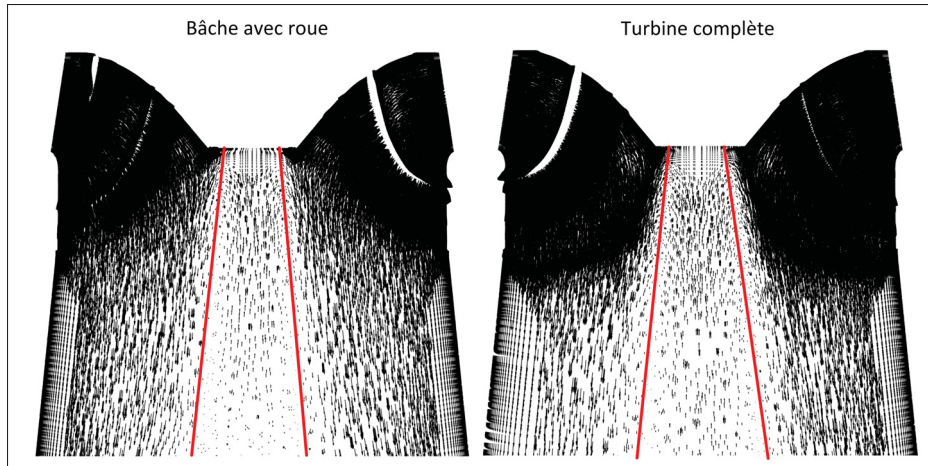


Figure 6.41 Vecteurs de vitesse selon une coupe verticale dans la roue et le cône aspirateur avec les limites approximatives de la zone de recirculation causé par la torche

Tableau 6.11 Moment cinétique moyen à l'entrée et la sortie de la roue dans les simulations de bâche avec roue et de turbine complète

Géométrie	$\gamma[^\circ]$	Simulation	$rV_{u\text{Entrée roue}}[m^2/s]$	$rV_{u\text{Sortie roue}}[m^2/s]$
Originale	25	Turbine complète	1.76	0.07
		Bâche avec roue	1.75	0.07
		Bâche seule	-1.75	—
	37.8	Turbine complète	1.30	-0.24
		Bâche avec roue	1.30	-0.24
		Bâche seule	1.30	—
Modifiée	25	Turbine complète	1.67	0.06
		Bâche avec roue	1.67	0.06
		Bâche seule	1.66	—
	37.8	Turbine complète	1.25	-0.28
		Bâche avec roue	1.25	-0.27
		Bâche seule	1.25	—

supérieure du maillage dans le cône aspirateur causé par l'interface roue-aspirateur dans les simulations de turbine complète.

À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, le sondage des profils de vitesse en sortie de roue montre des différences significatives entre les domaines de simulation selon aux figures 6.45, 6.46 et 6.47.

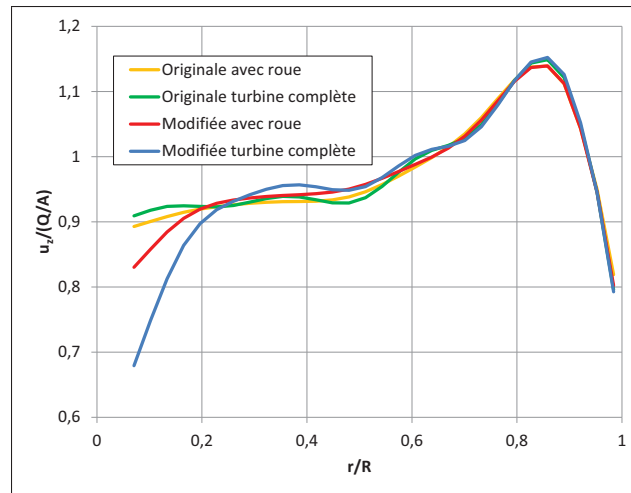


Figure 6.42 Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

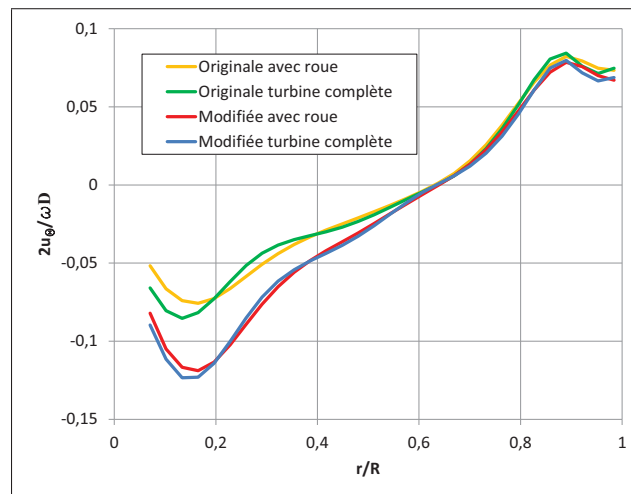


Figure 6.43 Sondage de la vitesse circulaire en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

Ces différences sont attribuables à la fermeture de la surface de sortie, à environ $r/R < 0.2$, par ANSYS CFX, en cas d'écoulement contraire à la normale de la sortie. Cette modification de la condition de sortie nuit au développement de la torche dans le cône d'aspirateur puisque celle-ci s'arrête à la sortie du cône aspirateur tel que montré précédemment à la figure 6.41.

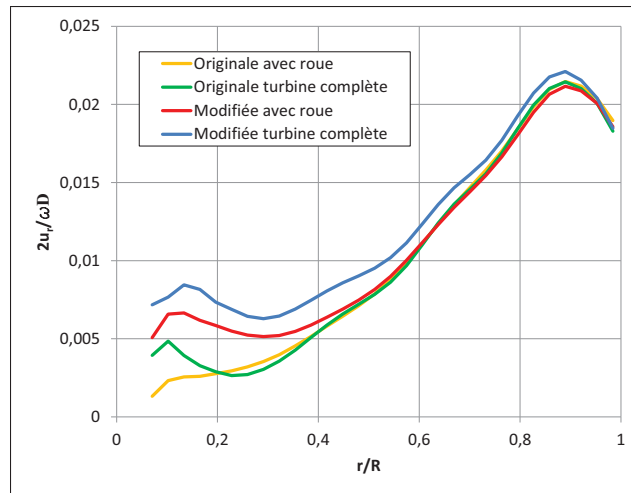


Figure 6.44 Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$

Le profil de la vitesse circonférentielle confirme cette observation puisque la courbe se déplace vers le centre du cône aspirateur dans les simulations de bêche avec roue. Enfin, l'atténuation de la torche réduit la valeur maximale de la vitesse radiale dans le domaine de simulation de bêche avec roue.

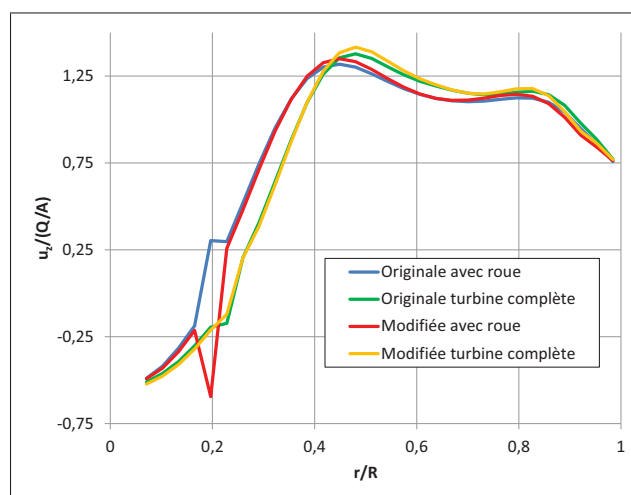


Figure 6.45 Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

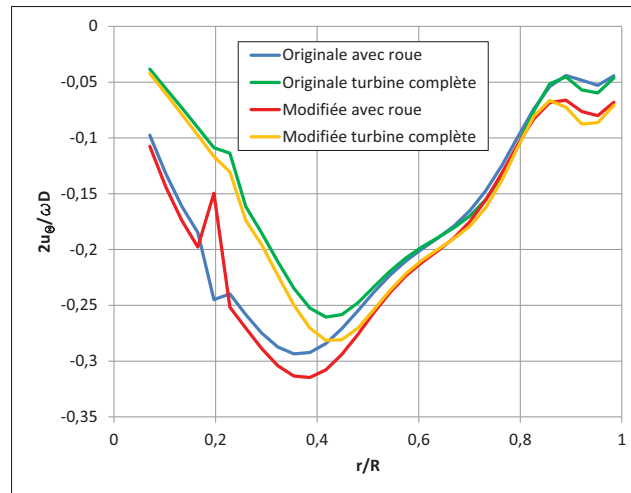


Figure 6.46 Sondage de la vitesse
circonférentielle en sortie de roue à
 $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur à
l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

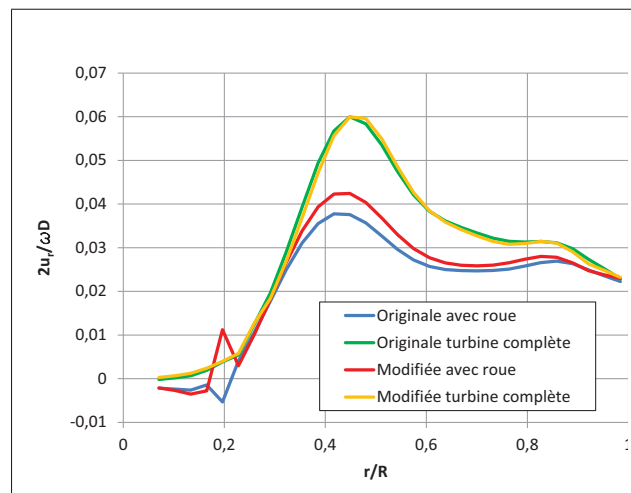


Figure 6.47 Sondage de la vitesse radiale
en sortie de roue à $0.553D_{\text{Roue}}$ sous l'axe
distributeur à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$

6.4 Récapitulatif

Les simulations de turbine complète du cas 1 montrent une importante réduction de la perte de rendement dans la double-grille par la modification de l'avant-distributeur. Celle-ci représente

60% et 77% de la réduction totale de la perte de rendement dans les essais modèles à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ et $\gamma = 37.8^\circ$ respectivement. L'élimination du décollement de la couche limite au bord d'attaque des AVDs par leur modification est la cause de cette réduction de la perte de rendement. Également, les zones de recirculation modifient l'écoulement moyen en plus d'introduire d'importants sillages. L'écoulement moyen dans la géométrie originale possède un moment cinétique significativement supérieur à l'entrée de la roue par rapport à celui imposé par la double-grille de celle modifiée. Ceci réduit le coefficient de la perte de charge de 6.7% à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, dans la roue. À l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, on observe une augmentation du coefficient de la perte de charge dans la géométrie modifiée. Selon l'analyse de l'écoulement dans la roue, ces variations du coefficient de la perte de charge sont surtout attribuables aux caractéristiques de l'écoulement moyen que du sillage des zones de recirculation. L'observation de l'écoulement montre que les sillages sont presque entièrement atténués à l'entrée de la roue. Cette dernière uniformise l'écoulement entre la sortie du distributeur et l'entrée des aubes. Ainsi, la variation de la perte de rendement dans la roue est attribuable au changement du point de fonctionnement dû à la modification du moment cinétique de l'écoulement. À l'ouverture $\gamma = 25^\circ$, la réduction de la perte de rendement provient de la diminution du défaut d'incidence de l'écoulement aux bords d'attaque des aubes de la roue. Au contraire à l'ouverture $\gamma = 37.8^\circ$, la modification du moment cinétique dans la géométrie originale favorise l'écoulement aux bords d'attaque des aubes. Ensuite, l'écoulement à la sortie de la roue est très similaire entre la géométrie originale et modifiée. De fait, la majeure différence provient du débit d'environ 1% supérieur dans la géométrie modifiée aux deux points de fonctionnement. Par conséquent, la variation de la perte de rendement dans l'aspirateur s'avère très faible. De plus, si l'écoulement modélisé dans l'aspirateur des simulations de turbine complète n'est pas entièrement convergé, les simulations d'aspirateur seul montre que ceci change peu l'évaluation de la réduction de la perte de rendement.

La comparaison de ces simulations avec les données des essais modèles montrent qu'elles sous-estiment la perte de rendement totale, en particulier dans la géométrie originale. En effet,

la modification du moment cinétique à l'entrée de la roue par les zones de recirculation amène une surestimation de la chute interne sans une augmentation de la perte de rendement.

Enfin, la comparaison de la réduction de la perte de rendement par composante évaluée avec chaque domaine de simulation montre des résultats très similaires. L'évaluation de la réduction de la perte de rendement dans la double-grille par les simulations de bêche spirale seule est comparable à celles de bêche avec roue et de turbine complète. Ainsi, l'influence de la roue dans la double-grille est d'uniformiser la répartition du débit à la sortie du distributeur, dont l'effet sur la perte de rendement est négligeable. De même, celle dans la roue avec les simulations de bêche avec roue est comparable à celle obtenue dans les simulations de turbine complète. Ensuite, l'ajout de l'aspirateur au domaine de simulation fournit une condition limite représentative de la réalité à la sortie de la roue. Cependant, si le moment cinétique de l'écoulement à la sortie de la roue est de faible grandeur, l'aspirateur modifie très peu la perte de rendement et la chute interne de la roue.

CHAPITRE 7

ÉTUDE DU CAS 2

La méthode de modélisation de l'écoulement utilisée pour déterminer la réduction de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur au cas 1 est appliquée pour le cas 2. Elle utilise les simulations de turbine complète pour évaluer globalement la réduction de la perte de rendement et ensuite celles de bêche seule pour obtenir sa diminution locale dans la double-grille. Une seconde fois, il est évalué si ce domaine de simulation limité est avantageux pour obtenir une évaluation aisée de la diminution de la perte de rendement. Les simulations de bêche avec roue ne sont pas utilisées pour l'étude du cas 2. Il est préféré, pour optimiser l'usage des ressources de calcul, de privilégier les simulations de turbine complète. Enfin, des simulations d'aspirateur seul sont utilisées afin d'améliorer la précision de la modélisation des écoulements instationnaires dans l'aspirateur.

7.1 Simulations de turbine complète

Le tableau 7.1 montre que les simulations de turbine complète déterminent entre 40% et 94% de la réduction totale de la perte de rendement évaluée en essais modèles. La principale partie de la réduction de la perte de rendement provient de l'avant-distributeur et de celle dans le distributeur. Également, cette réduction de la perte de rendement, en fonction du carré du débit, est identique aux deux points de fonctionnement étudiés. La variation de la perte de rendement dans la roue est presque nulle. Si en comparaison aux essais modèles, celle à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$ compte pour 5% de la réduction de la perte de rendement, sa valeur absolue est très faible. La réduction de la perte de rendement dans l'aspirateur est également de grandeur réduite à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$. Au contraire, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$, elle est importante et atteint 94% de la réduction totale de la perte de rendement des essais modèles. Toutefois, similaires au cas 1, cette réduction de la perte de rendement dans l'aspirateur est à considérer avec précaution. De fait, il n'est pas acquis que la méthodologie de simulation permette d'évaluer un

écoulement entièrement convergé. Cependant, la convergence de l'écoulement dans l'aspirateur sera explorée en détail avec des simulations d'aspirateur seul.

Tableau 7.1 Réduction du coefficient de la perte de rendement avec les simulations de turbine complète comparée à celui des essais modèles

	$\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)$		$\frac{\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)_{\text{CFD}}}{\delta (\Delta H / H_n / \varphi^2)_{\text{Essais modèles}}} [\%]$	
	24	28	24	28
$\gamma [^\circ]$	24	28	24	28
Bâche	-0.01	-0.01	-1.39	-1.99
AVDs	0.42	0.42	28.60	42.16
DIRs	0.23	0.21	15.44	20.57
Roue	-0.02	0.05	-1.09	5.31
Aspirateur	-0.02	0.28	-1.60	27.27
Totale	0.58	0.94	39,96	93.75
Essais modèles	1.46	1.00	—	—

7.1.1 Bâche spirale et double-grille

La modification de l'avant-distributeur, par l'ajout d'extensions, élimine le décollement de la couche limite au bord d'attaque des AVDs, selon l'observation des vecteurs de vitesse à l'axe distributeur à la figure 7.1. Évalué au chapitre 4, le défaut d'incidence de l'écoulement est d'environ 18° dans la géométrie originale. Cette figure montre que le défaut d'incidence est pratiquement nul avec l'ajout de l'extension sur les AVDs. Celle-ci modifie progressivement la direction de l'écoulement pour réduire le gradient de pression adverse à l'extrados.

L'écoulement à l'axe distributeur, figures 7.2 et 7.3, montrent par les zones de vitesse débitante nulle dans la double-grille que le décollement de la couche limite est présent sur presque toutes les AVDs. Leur modification élimine tout ce décollement de la couche limite et amène une importante diminution de la perte de rendement à l'avant-distributeur selon la figure 7.4. Au contraire du cas 1, la pente de la perte de rendement au début l'avant-distributeur de la géométrie originale est beaucoup moins grande. La géométrie à chanfreins du bord d'attaque des AVDs du cas 1 provoque une perte de rendement par chocs supplémentaire au décollement de

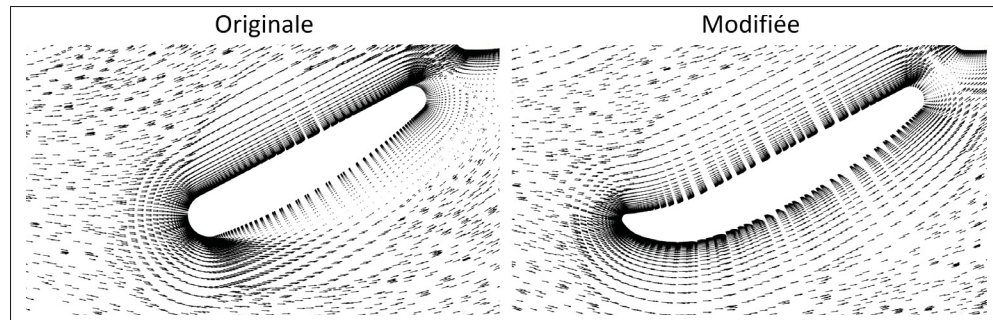


Figure 7.1 Vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une AVD de la géométrie originale et modifiée

la couche limite. En raison de la fermeture des zones de recirculation au distributeur, la pente de la perte de rendement dans celle-ci est presque identique dans les deux géométries.

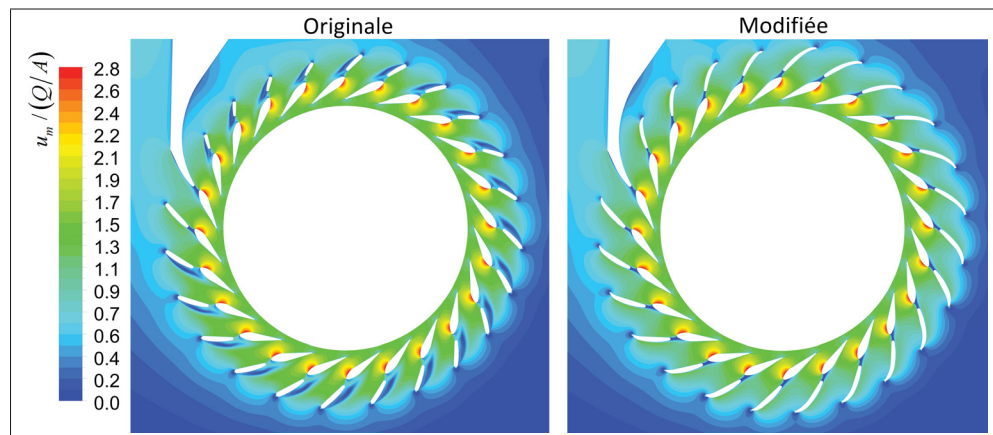


Figure 7.2 Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

L'isosurface de vitesse radiale nulle, aux figures 7.6 et 7.7, montrent un décollement de la couche limite présent sur environ la moitié de la hauteur des AVDs de la géométrie originale. Les zones de recirculation sont d'une taille importante par rapport à la hauteur de l'avant-distributeur.

Le contour de la vitesse débitante à la sortie de l'avant-distributeur, figure 7.8, montre leur effet sur l'écoulement en comparaison à celui dans la géométrie modifiée. Le blocage de l'écou-

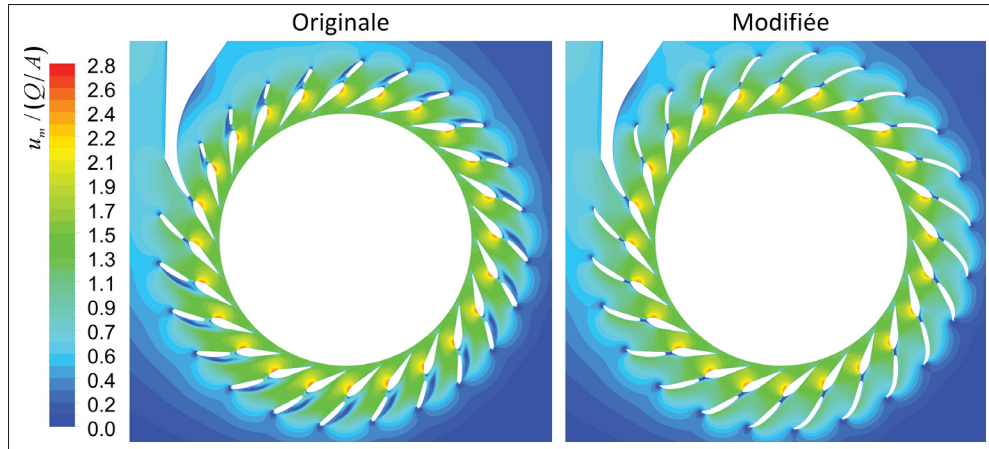


Figure 7.3 Vitesse débitante à l'axe distributeur, adimensionnée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bache spirale, dans la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

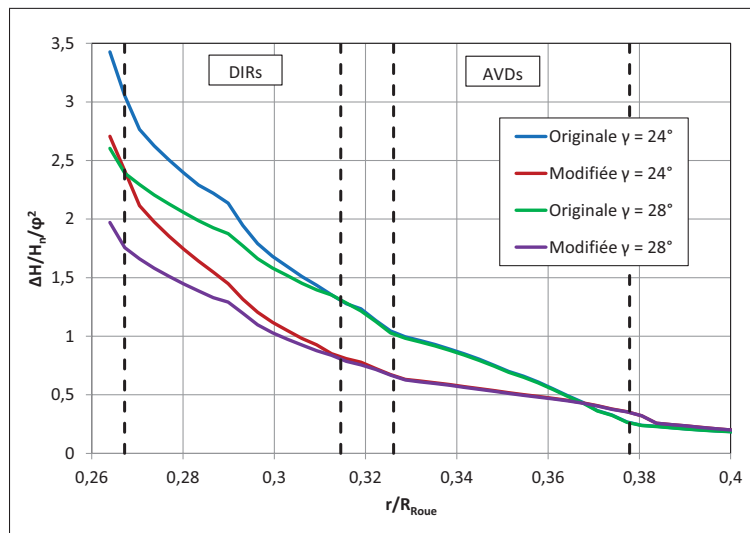


Figure 7.4 Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon dans la double-grille

ment qu'elles causent amène plus de débit aux flasques. Au contraire, dans la géométrie modifiée, l'écoulement est beaucoup plus uniforme et on observe seulement un mince sillage de l'avant-distributeur. Selon cette figure et les isosurfaces de vitesse radiale nulle, il est étonnant d'observer une forme des zones de recirculation asymétrique à l'axe distributeur. La section suivante montre que ceci est un effet amont de la roue sur l'écoulement dans la double-grille.

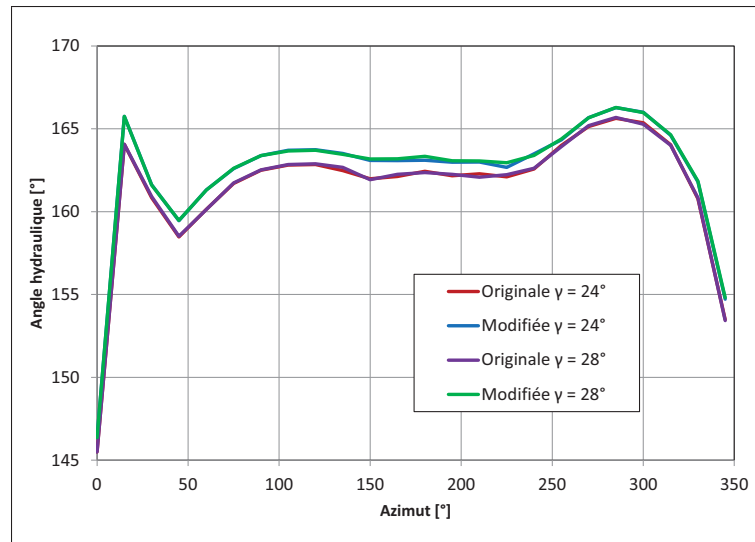


Figure 7.5 Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur du cas 1 dans les simulations de turbine complète. Bec de bêche positionné à 0° et sens de rotation de la bêche horaire.

Enfin, l'ajout des extensions aux AVDs corrige tout le décollement de la couche limite à l'extrados. Toutefois, l'observation attentive des figures 7.6 et 7.7 montre un léger décollement de la couche limite à l'intrados des AVDs modifiées près des flasques. L'orientation de l'extension doit être tangentielle au plan distributeur pour réduire le défaut d'incidence avec l'écoulement tandis qu'il doit être radial aux flasques. Par exemple, à ces endroits dans la géométrie originale, l'écoulement demeure attaché à la paroi de l'AVD. Sinon, tel que prévu le décollement de la couche limite est indépendant du point d'opération de la turbine.

Si les zones de recirculation bloquent significativement l'écoulement à l'avant-distributeur, il s'avère que la répartition du débit à la sortie du distributeur est relativement uniforme, selon la figure 7.9. La distribution du débit, dans la géométrie originale, est presque identique à celle dans la géométrie modifiée aux deux points de fonctionnement. Seule une faible variation du débit dans la géométrie originale est observée. Ceci est un effet local de la variation de la taille des zones de recirculation sur la répartition du débit. Toutefois, elle demeure très faible en regard de l'amplitude totale de la variation du débit de seulement 1%.

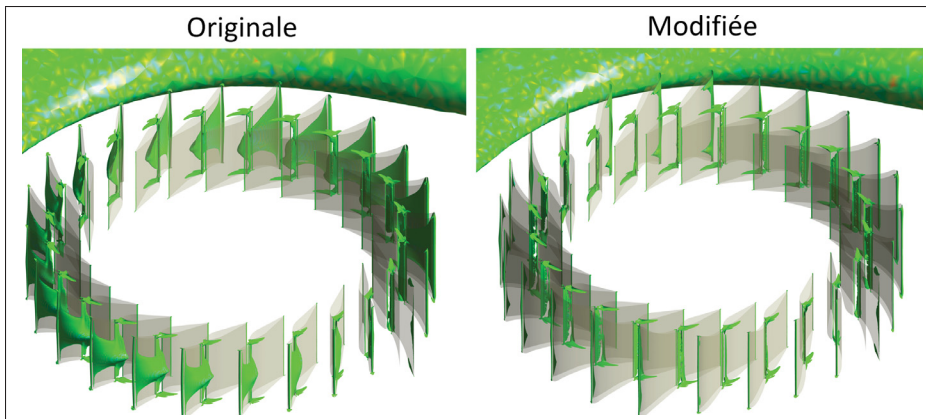


Figure 7.6 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

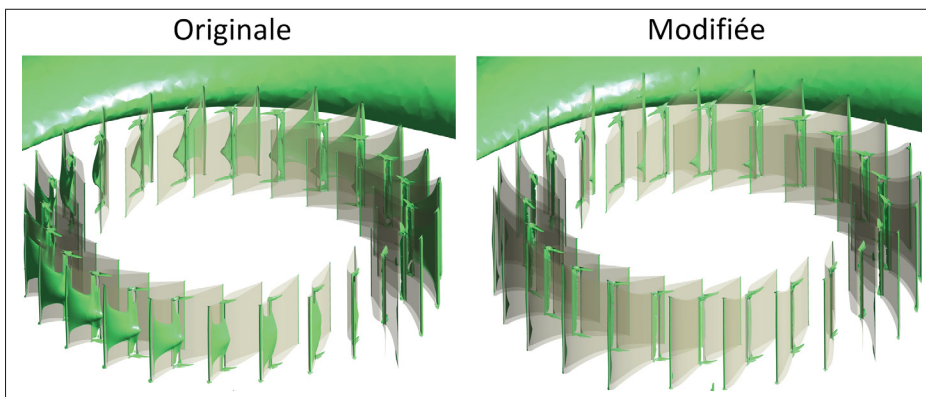


Figure 7.7 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille de la géométrie originale et modifiée à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

Cependant, si les zones de recirculation aux AVDs de la géométrie originale provoquent une importante perturbation de l'écoulement leur effet sur l'écoulement à la sortie du distributeur est réduit selon les figures 7.10 et 7.11. La comparaison entre la géométrie originale et modifiée montre que cette première amène une uniformité inférieure de l'écoulement et un gradient vertical accru de la vitesse débitante. Noter que la zone de débit supérieur près de l'axe distributeur dans la géométrie originale résulte du blocage de l'écoulement par la zone de recirculation.

Aux figures 7.12 et 7.13, la modification de l'avant-distributeur change peu la topologie de la vitesse tangentielle. On observe seulement une légère variation de la zone de survitesse près

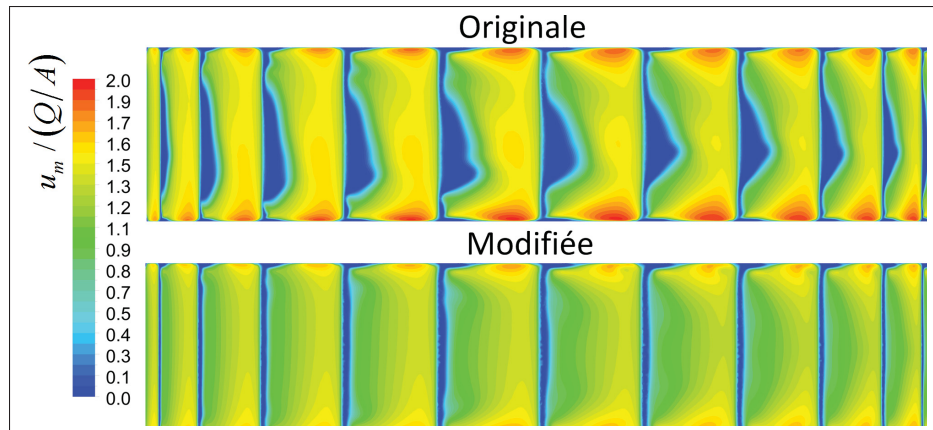


Figure 7.8 Vitesse débitante en sortie de l'avant-distributeur, adimensionné par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

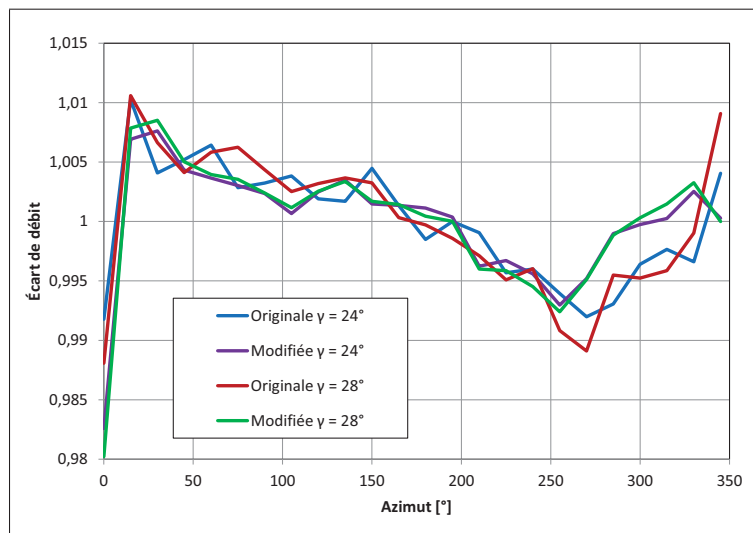


Figure 7.9 Variation azimutale du débit en sortie de distributeur. Bec de bêche à 0° et sens de rotation horaire de la bêche spirale.

du flasque inférieur. Le moment cinétique moyen dans la double-grille, figure 7.14, montre que les zones de recirculation modifient significativement le moment cinétique à la sortie de l'avant-distributeur. Toutefois, au contraire du cas 1, les directrices rétablissent l'écoulement à la sortie du distributeur. Enfin, il est normal d'obtenir un moment cinétique supérieur dans

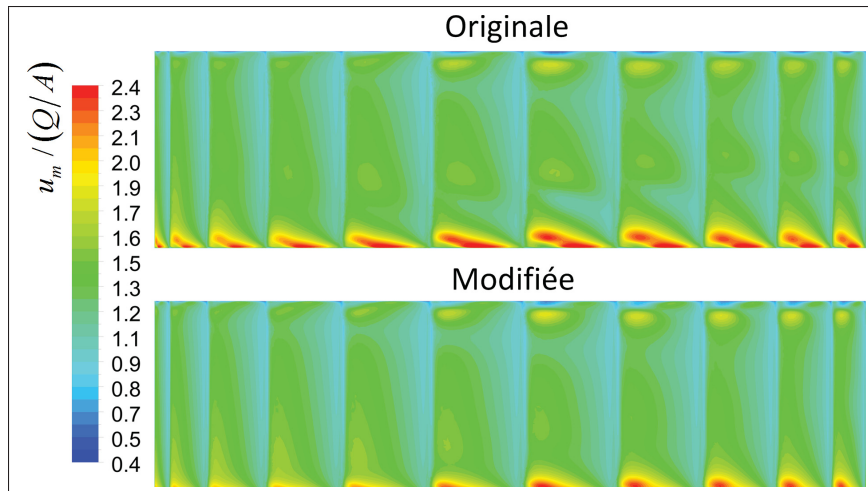


Figure 7.10 Vitesse débitante en sortie du distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

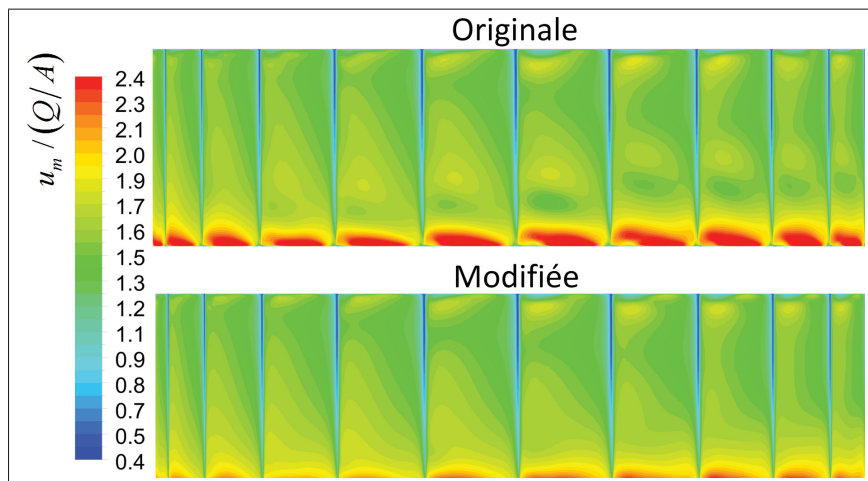


Figure 7.11 Vitesse débitante en sortie du distributeur, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

la géométrie modifiée en raison du débit plus important, et ce, pour une même ouverture de directrices.

L'angle hydraulique de l'écoulement à la sortie du distributeur, figures 7.15 et 7.16, combine les différences des champs de vitesse débitante et tangentielle de la géométrie originale et mo-

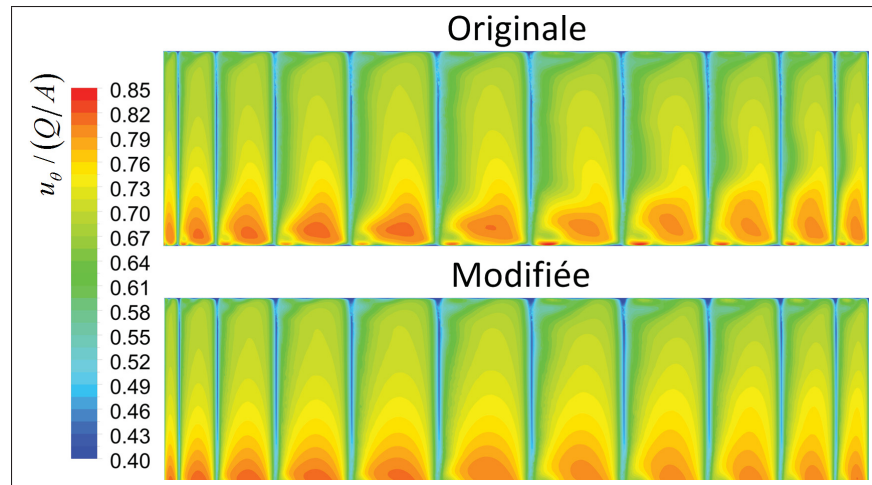


Figure 7.12 Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionné par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

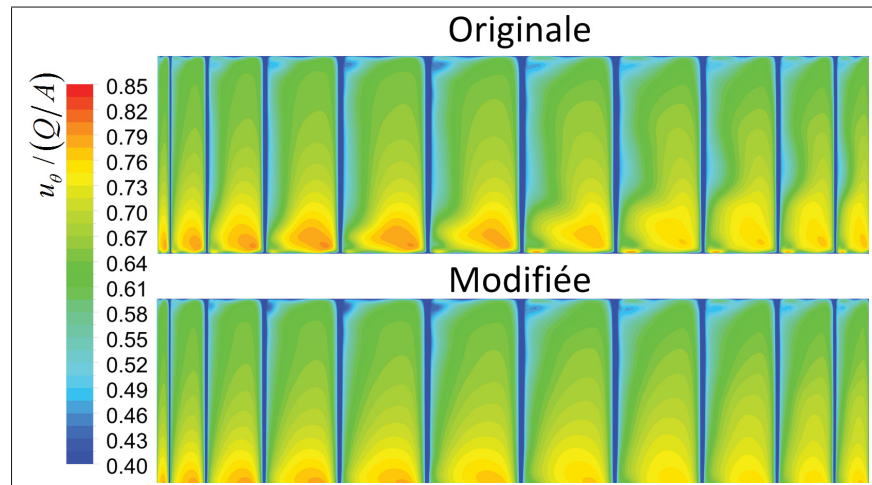


Figure 7.13 Vitesse tangentielle en sortie de distributeur, adimensionné par la vitesse tangentielle de la roue, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

difiée. En raison des faibles différences du champ de vitesse tangentielle, l'angle hydraulique met en évidence l'influence du sillage des zones de recirculation sur la vitesse débitante à la sortie du distributeur. Aux deux points de fonctionnement, la géométrie originale impose à l'entrée de la roue une différence à la variation verticale de l'angle hydraulique de l'écoulement par rapport à celui de la géométrie modifiée.

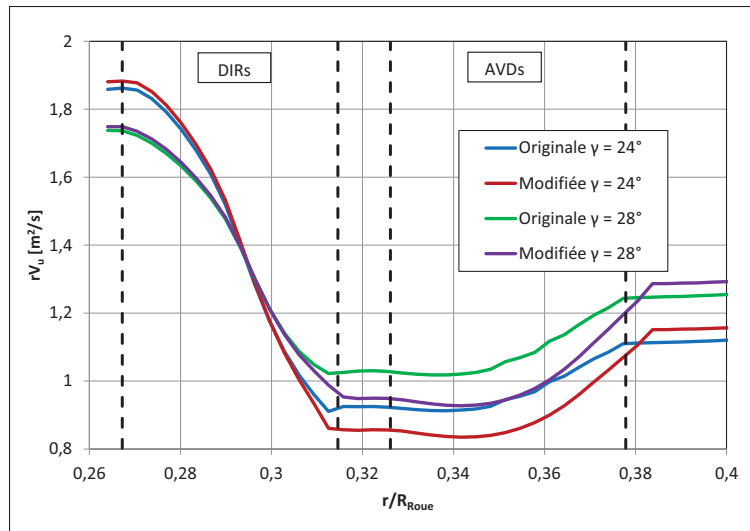


Figure 7.14 Moment cinétique moyen en fonction du rayon de la double-grille

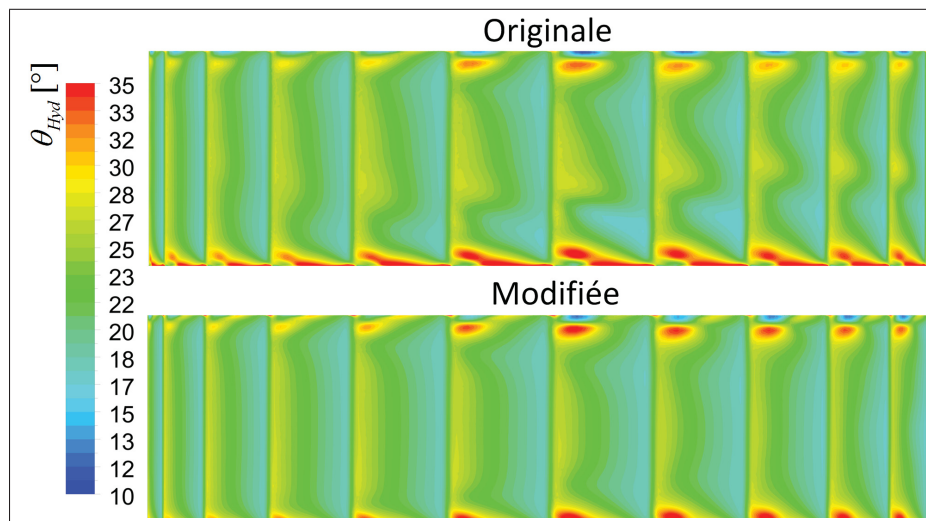


Figure 7.15 Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

7.1.2 Roue

L'angle hydraulique moyen en amont des aubes de la roue aux figures 7.17 et 7.18 montre que le sillage des zones de recirculation dans la géométrie originale est presque entièrement atténué. Celui instantané montre un sillage encore présent sauf que l'effet amont des aubes

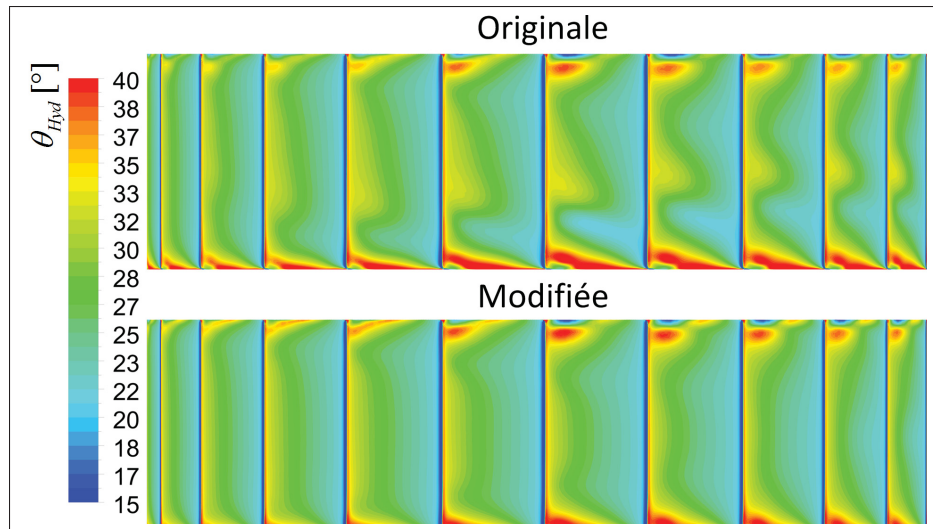


Figure 7.16 Angle hydraulique en sortie de distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

de la roue devient prédominant. L'angle hydraulique instantané montre que la déviation de l'écoulement par les aubes de la roue est particulièrement importante. Donc, les variations locales de l'angle hydraulique dans la géométrie originale sont significativement réduites par rapport à celle modifiée. Similaire au cas 1, ceci montre que la roue possède un effet majeur sur l'uniformisation et l'atténuation des perturbations dans l'écoulement. Ces faibles différences de l'écoulement à l'entrée de la roue entre les deux géométries supposent que la variation de la perte de rendement peut être faible.

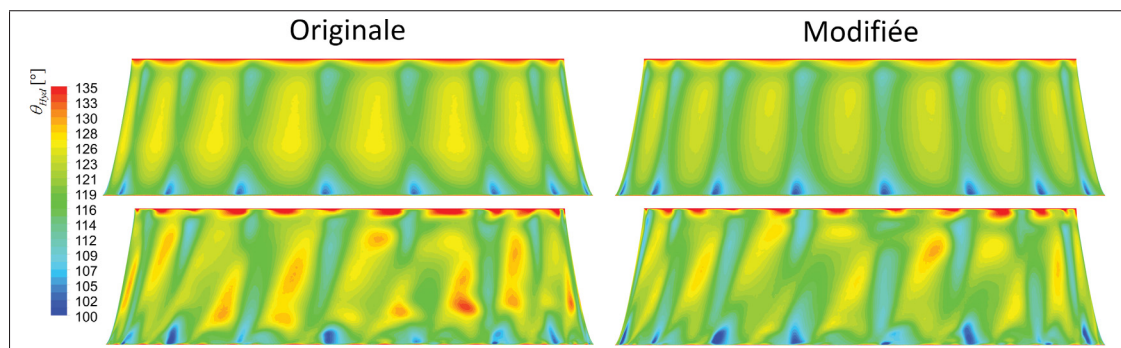


Figure 7.17 Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané

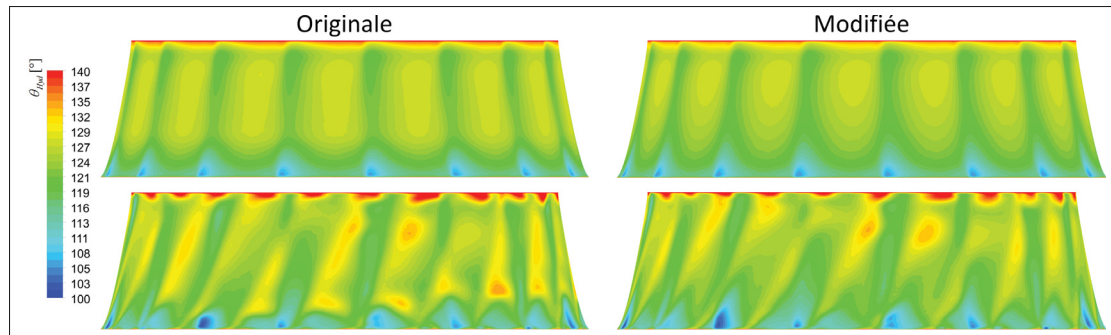


Figure 7.18 Angle hydraulique à l'entrée des aubes de la roue à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Haut : Écoulement moyen, Bas : Écoulement instantané

L'absence de différence majeure de l'angle hydraulique moyen à l'entrée de la roue amène un comportement très similaire des performances de la roue dans la géométrie originale et modifiée. Le tableau 7.2 montre que la variation de la chute interne et de la perte de rendement sont très faibles, soit une différence d'environ 0.6% entre la géométrie originale et modifiée. Ce tableau montre aussi que la différence de chute nette provient surtout du changement du point de fonctionnement dû au débit supérieur dans la géométrie modifiée. Ceci amène un moment cinétique supérieur à l'entrée de la roue dans la géométrie modifiée pour une même ouverture de directrice. Cependant, si dans le cas 1, le moment cinétique dans la géométrie originale est fortement influencé par les zones de recirculation, cet effet est absent dans ce cas. Donc, il est normal de ne pas observer une variation de la perte de rendement puisque le sillage des zones de recirculation est fortement atténué par la roue.

Tableau 7.2 Coefficient de la perte de rendement et chute interne dans la roue

Géométrie	Originale		Modifiée		Différence	
$\gamma [^\circ]$	24	28	24	28	24	28
$\Delta H_{\text{Roue}} / H_n / \varphi^2$	2.51	2.33	2.52	2.28	-0.02	0.05
$H_i [m]$	14.05	14.16	14.35	14.36	-0.30	-0.21
$rV_{u\text{Entrée roue}} [m^2/s]$	1.87	1.74	1.89	1.75	—	—
$rV_{u\text{Sortie roue}} [m^2/s]$	0.12	-0.02	0.10	-0.03	—	—

La visualisation des contours de pression et du point de stagnation sur une aube de la roue de la géométrie originale et modifiée, aux figures 7.19 et 7.20, confirme que le fonctionnement de la roue est identique dans les deux géométries. Par exemple, il est impossible de discerner une différence sur la position du point de stagnation au bord d'attaque. De fait, la direction des vecteurs de vitesse au plan distributeur est identique dans les deux géométries. Les contours de la pression sur l'aube confirment que le transfert de l'énergie de l'écoulement à la roue s'effectue de façon similaire dans les deux géométries.

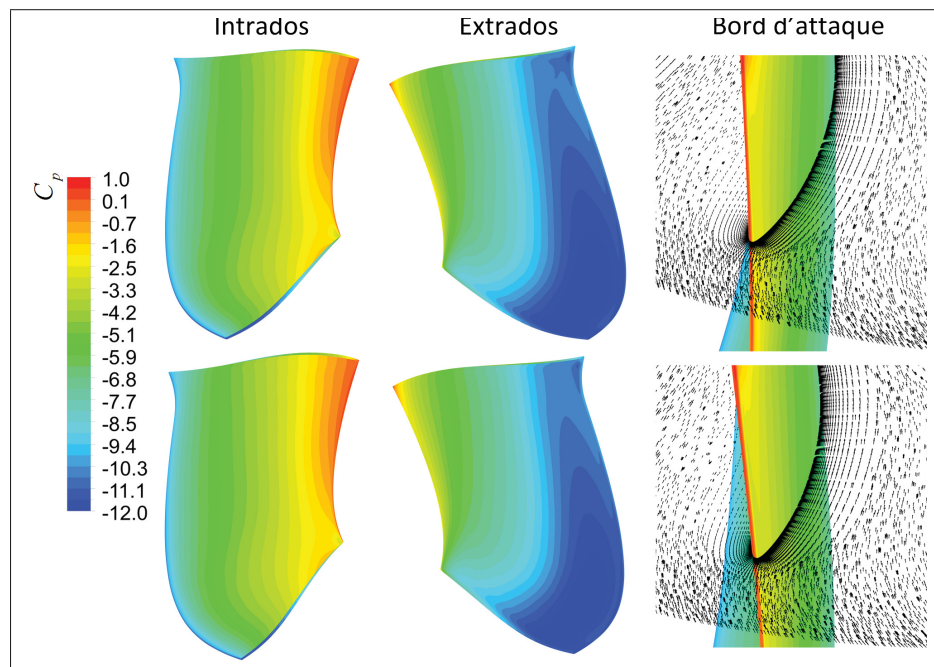


Figure 7.19 Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée

Les figures 7.21, 7.22 et 7.23 montrent que le sondage des profils de vitesse à la sortie de la roue n'est pas significativement différent entre les deux géométries autres que l'influence de la variation du débit. Cette différence est visible sur le profil de vitesse circonférentielle par la variation de la quantité du moment cinétique dans la géométrie modifiée. À l'ouverture $\gamma = 28^\circ$, la grandeur de celui-ci est suffisante pour amener une zone de recirculation au centre du cône d'aspirateur, visible à la figure 7.25 sur le champ de vitesse débitante. Sur cette figure et la

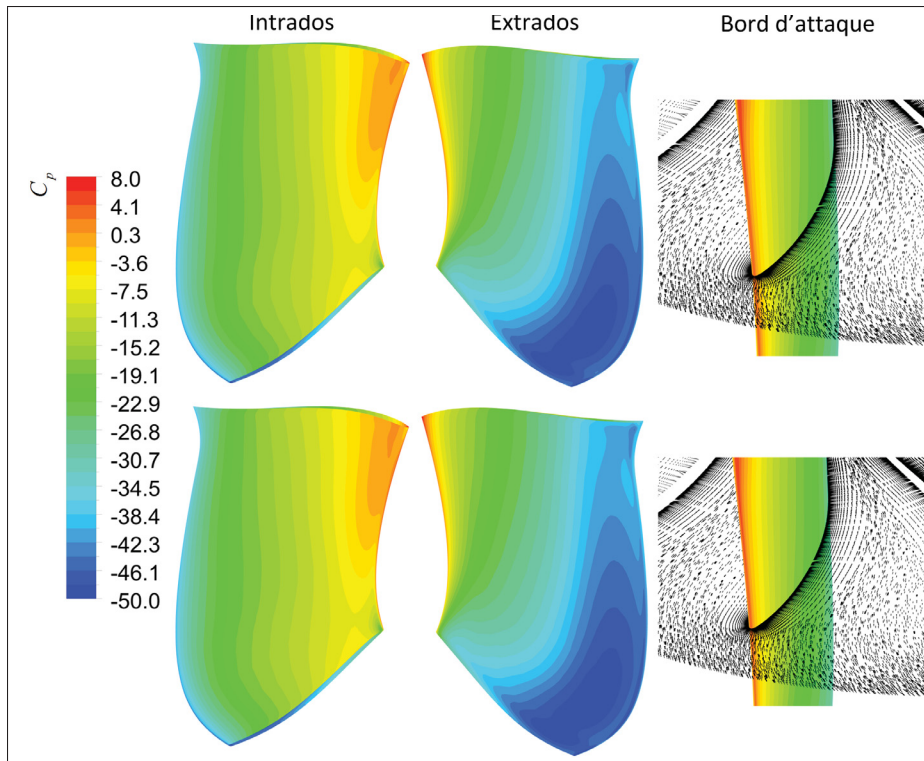


Figure 7.20 Coefficient de pression et vecteurs de vitesse au bord d'attaque d'une aube de la roue à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Haut : Originale Bas : Modifiée

celle 7.24, on constate que la modification de l'avant-distributeur apporte aucun changement significatif aux champs de vitesse à la sortie de la roue. Cependant, le lecteur peut noter un important déséquilibre de la vitesse radiale et à moins grande échelle, de celle débitante dans toutes les simulations en conséquence de la forme oblongue du cône d'aspirateur. En effet, la vitesse radiale à la paroi est surtout dirigée par l'angle de divergence du cône d'aspirateur. Dû à sa forme particulière, l'angle de divergence varie circonférentiellement et augmente la vitesse radiale de chaque côté de l'oblong. L'effet sur la vitesse débitante est similaire puisque l'angle de divergence est plus grand et décélère davantage l'écoulement.

7.1.3 Aspirateur

Le tableau 7.3 expose les performances de l'aspirateur en fonction de la géométrie de l'avant-distributeur évaluées par les simulations de turbine complète. En absence de différence de

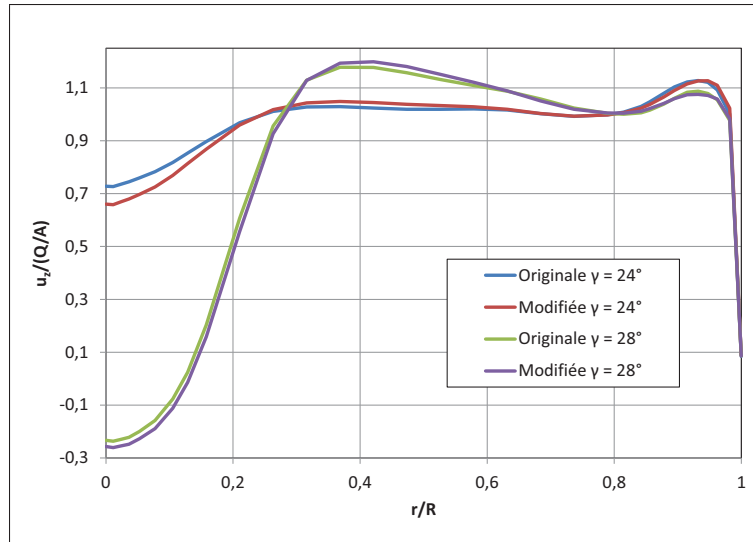


Figure 7.21 Sondage de la vitesse axiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

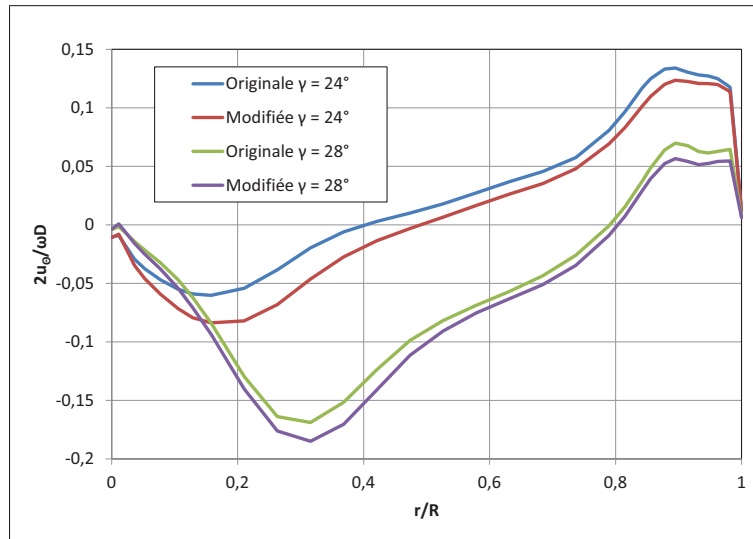


Figure 7.22 Sondage de la vitesse circonférentielle en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

l'écoulement à la sortie de la roue, on constate, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$, aucune variation significative de la perte de rendement ou du coefficient de récupération de l'énergie cinétique et de même pour la répartition du débit dans les pertuis. Selon la figure 7.26, quelques différences sont visibles sur l'écoulement dans les pertuis de l'aspirateur. Toutefois, la dimension des zones

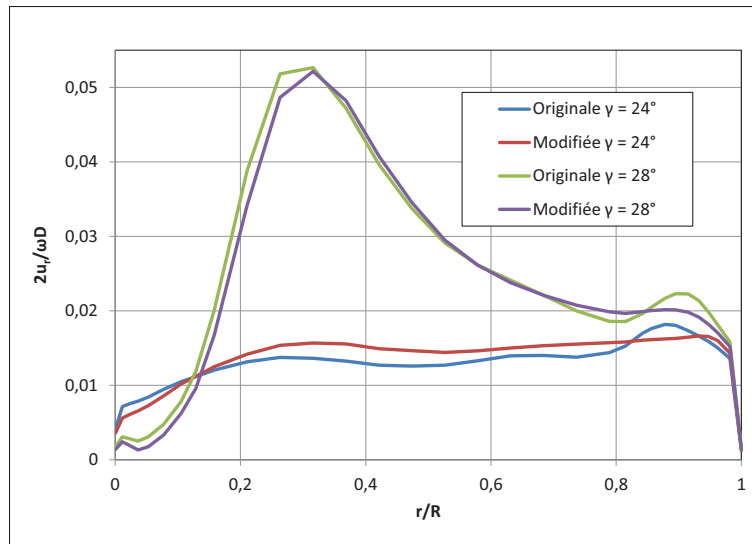


Figure 7.23 Sondage de la vitesse radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ sous l'axe distributeur

de recirculation à la sortie de l'aspirateur est sensiblement la même pour les deux géométries. Ceci explique que la perte de rendement évaluée soit similaire. À l'ouverture $\gamma = 28^\circ$, une diminution de la perte de rendement dans la géométrie modifiée est observée. Celle-ci est intéressante puisqu'elle représente 25% de la réduction totale de la perte de rendement évaluée en essais modèles. La comparaison de l'écoulement dans l'aspirateur, figure 7.27, et de la répartition du débit à la sortie des pertuis montre que cette différence provient d'un blocage plus important de l'écoulement dans la géométrie originale. Selon la visualisation de l'écoulement dans l'aspirateur de la géométrie modifiée, on observe un décollement de la couche limite présent dans les deux aspirateurs. Toutefois, l'écoulement se rétablit plus rapidement dans la géométrie modifiée.

Simulations d'aspirateur seul

Similaire au cas 1, les simulations de l'aspirateur seul sont réalisées à l'ouverture de $\gamma = 24^\circ$, soit le point de fonctionnement nominal, en raison de la torche dans le cône d'aspirateur à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Par ailleurs, même si elles sont réalisées à un seul point de fonctionnement, leur objectif est d'apprécier un gain ou une absence de réduction supplémentaire de la perte

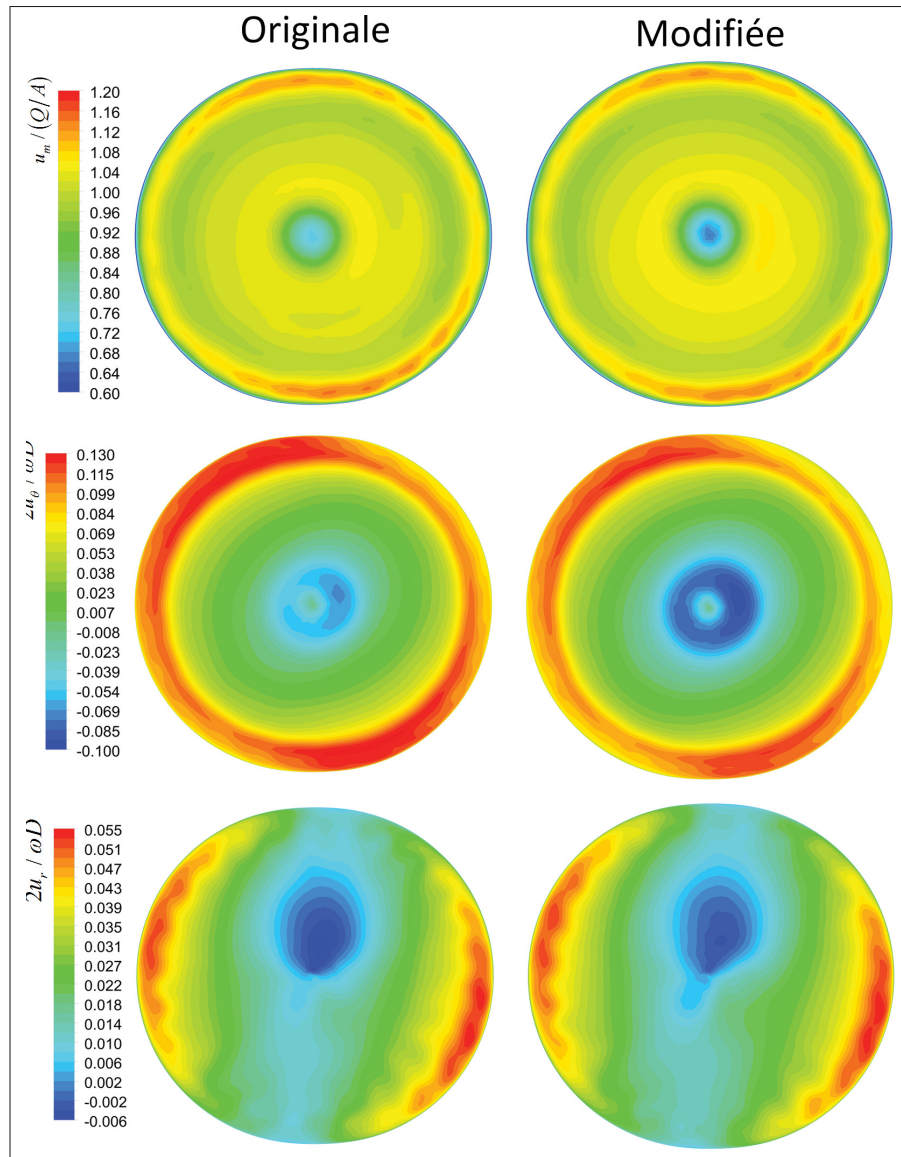


Figure 7.24 Vitesse axiale, circumférentielle et radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

de rendement dans l'aspirateur par la modélisation de l'écoulement sur une longue période temporelle. Ainsi, l'effet d'un écoulement très similaire entre la géométrie originale et modifiée à la sortie de la roue sur la perte de rendement sera validé. La méthodologie de simulation utilisée est identique à celle exposée à la section 6.1.3.1.

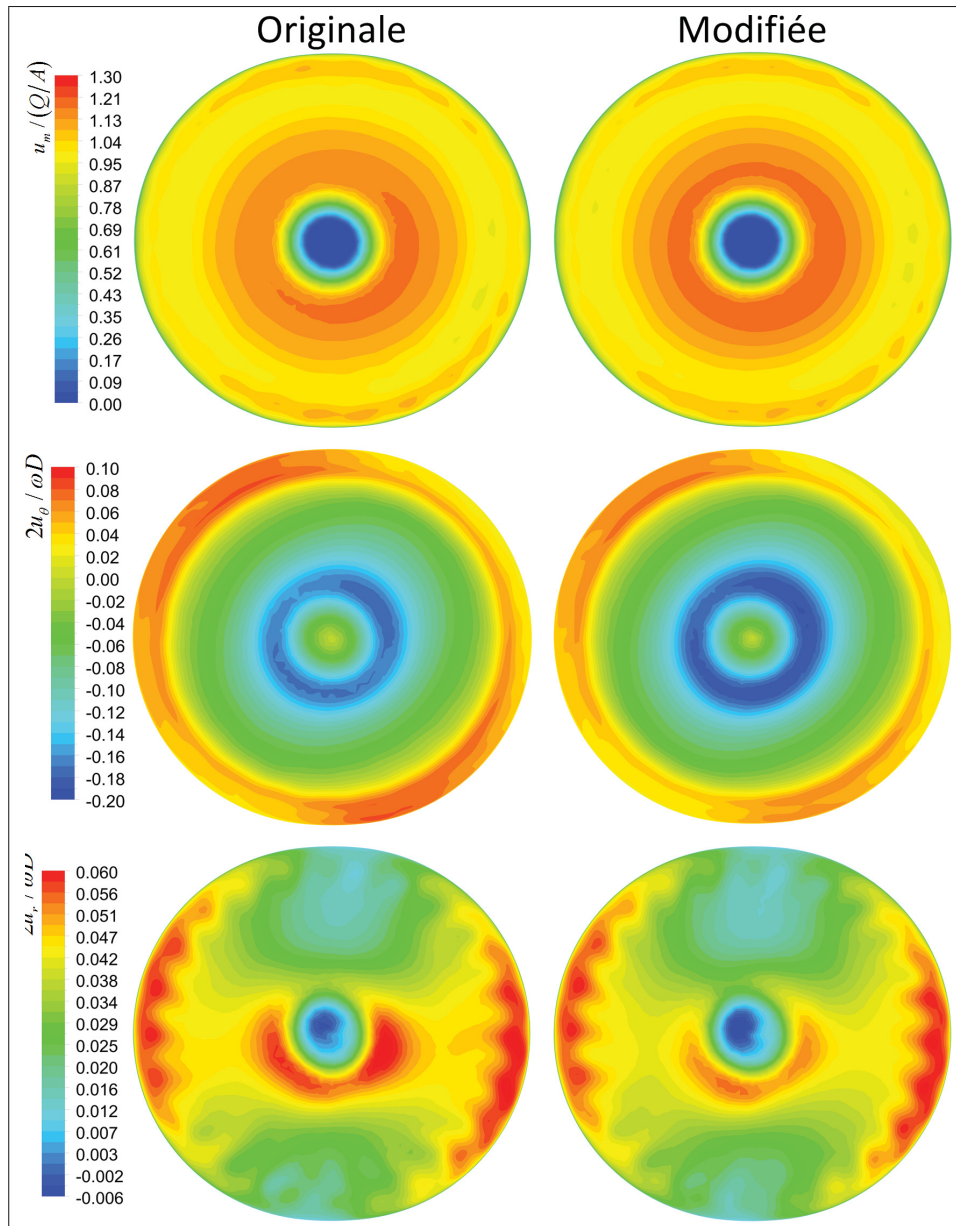


Figure 7.25 Vitesse axiale, circonférentielle et radiale en sortie de roue à $0.6D_{\text{Roue}}$ en dessous de l'axe distributeur à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

Le tableau 7.4 montre que la variation de la perte de rendement entre la géométrie originale et modifiée demeure très faible et similaire à celle évaluée par les simulations de turbine complète. Également, le coefficient de récupération de même que la répartition du débit changent peu entre les deux géométries. L'observation de l'écoulement dans l'aspirateur, à la figure 7.28,

Tableau 7.3 Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis

Géométrie	Originale		Modifiée		Différence	
$\gamma[^\circ]$	24	28	24	28	24	28
$\Delta H_{\text{Aspirateur}}/H_n/\varphi^2$	1.16	2.90	1.18	2.63	-0.02	0.28
χ	0.94	0.80	0.90	0.85	—	—
Débit pertuis droit [%]	48.32	61.41	46.20	56.92	—	—
Débit pertuis gauche [%]	51.79	38.71	53.90	43.18	—	—

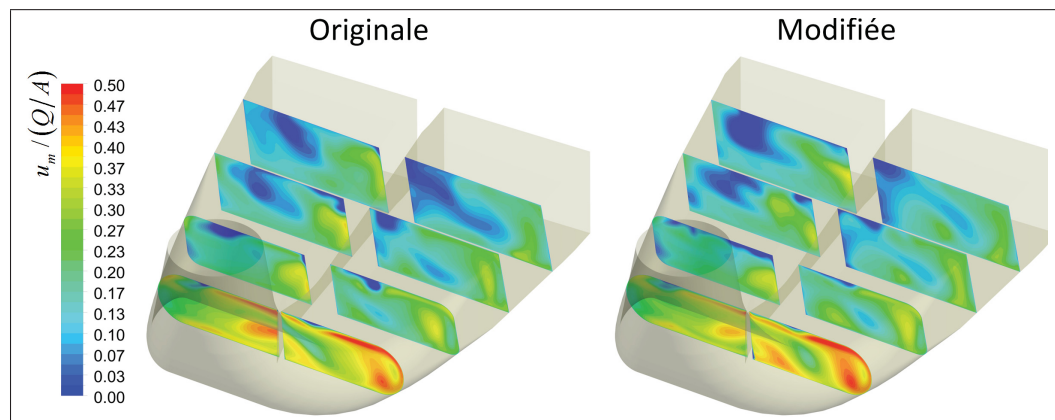


Figure 7.26 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

confirme que les différences entre la géométrie originale et modifiée sont négligeables. En effet, excepté les zones de recirculation légèrement différentes dans les pertuis, l'écoulement est identique. Ceci n'est guère surprenant puisque l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur est très similaire mis à part la quantité de moment cinétique légèrement inférieure dans la géométrie modifiée.

Toutefois, on constate que si les simulations d'aspirateur seul n'amènent pas une évaluation différente des simulations de turbine complète de la variation de la perte de rendement à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$, leur évaluation de celle absolue est sensiblement différente. Les simulations de turbine complète sous-estiment considérablement la perte de rendement dans l'aspirateur. L'écoulement modélisé par ces simulations, figure 7.26, montre que celles-ci sous-estiment la

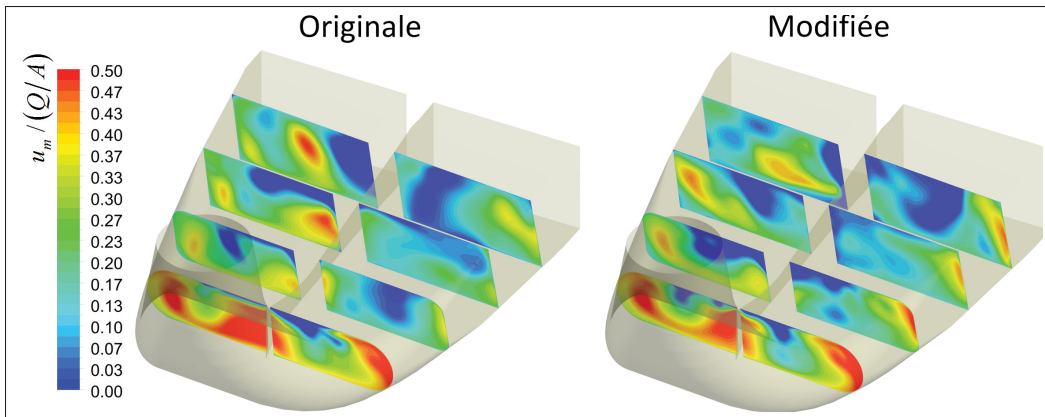


Figure 7.27 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$

Tableau 7.4 Coefficient de la perte de rendement, de récupération de l'énergie cinétique dans l'aspirateur et répartition du débit dans les pertuis

Géométrie	Originale	Modifiée	Différence
$\Delta H_{\text{Aspirateur}}/H_n/\varphi^2$	1.85	1.79	0.06
χ	0.85	0.84	—
Débit pertuis droit [%]	50.21	48.64	—
Débit pertuis gauche [%]	49.80	51.36	—

taille des zones de recirculation dans les pertuis. Également, le décollement de la couche limite près du nez de pile, présent dans les simulations d'aspirateur seul, est absent des simulations de turbine complète. Cette différence est attribuée à une durée de simulation trop courte de l'écoulement dans les simulations de turbine complète. De fait, les simulations d'aspirateur seul modélisent une perte de rendement périodique après environ 20 tours de roue. Il est intéressant de constater que celles-ci modélisent dans les premiers tours de roue de la simulation une perte de rendement de même grandeur que celles de turbine complète.

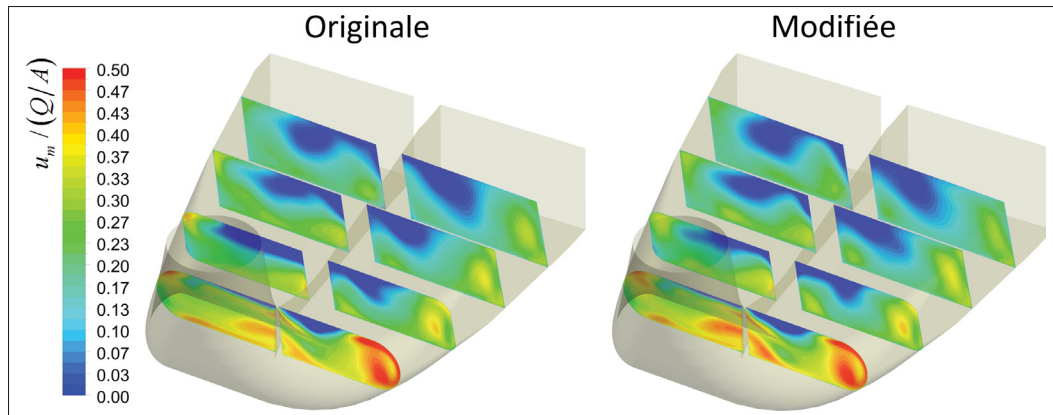


Figure 7.28 Vitesse débitante aux nez de pile et dans les pertuis dans l'aspirateur de la géométrie originale et modifiée, adimensionnalisée par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de l'aspirateur, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

7.2 Comparaison avec les essais modèles

Le tableau 7.5 montre la comparaison absolue des simulations de turbine complète avec les données provenant des essais modèles. Celui-ci montre, contrairement au cas 1, que la chute interne est prédite plus précisément par les simulations de turbine complète. De fait, dans le cas 2, les zones de recirculation à l'avant-distributeur n'influencent pas le moment cinétique à l'entrée de la roue. Cependant, la perte de rendement totale demeure sous-estimée par les simulations de turbine complète, et ce, aux deux points de fonctionnement étudiés avec pour conséquence de surestimer rendement de la turbine.

Tableau 7.5 Comparaison absolue des simulations de turbine complète avec les données d'essais modèles

Géométrie	Originale	Modifiée	Originale	Modifiée
$\gamma [^\circ]$	24		28	
$H_n [m]$	14.91 (-0.63%)	15.15 (1.03%)	15.37 (2.45%)	15.45 (3.02%)
$H_i [m]$	14.05 (0.98%)	14.35 (2.01%)	14.16 (3.56%)	14.36 (4.09%)
$\Delta H_{\text{Totale}} [m]$	0.85 (-21.33%)	0.80 (-13.77%)	1.21 (-8.96%)	1.09 (-9.31%)
$\eta [\%]$	94.27 (1.63%)	94.69 (0.97%)	92.14 (1.08%)	92.96 (1.04%)

7.3 Comparaison entre les domaines de simulation

Similaire au cas 1, l'ajout de la roue au domaine de simulation n'apporte pas de modification significative à la réduction de la perte de rendement dans la double-grille selon les résultats présentés au tableau 7.6. À priori, la différence de la réduction de la perte de rendement dans le distributeur provient de l'effet amont de la roue sur l'écoulement. L'évolution de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille, figure 7.29, montre que cette influence de la roue est très faible, et ce, aux deux points de fonctionnement. Pour cette raison, l'analyse de l'écoulement dans la double-grille en fonction du domaine de simulation est plus concise qu'au cas 1. Dans ce dernier, même si on observe une faible variation de la perte de rendement à l'avant-distributeur par l'ajout de la roue, les quantités globales de l'écoulement tel que le moment cinétique sont identiques. Pour cette raison, cette analyse se concentre davantage sur les particularités associées à cette turbine.

Tableau 7.6 Réduction du coefficient de la perte de rendement par composante selon le domaine de simulation

$\gamma[^\circ]$	Simulation	$\delta \left(\frac{\Delta H_{AVDs}/H_n}{\varphi^2} \right)$	$\delta \left(\frac{\Delta H_{DIRs}/H_n}{\varphi^2} \right)$	$\delta \left(\frac{\Delta H_{Totale}/H_n}{\varphi^2} \right)$
24	Bâche seule	0.44	0.14	0.58
	Turbine complète	0.42	0.23	0.64
28	Bâche seule	0.42	0.15	0.57
	Turbine complète	0.42	0.21	0.61

L'écoulement à l'axe distributeur, figure 7.30, dans la géométrie originale, montre une importante réduction de la taille des zones de recirculation à l'avant-distributeur dans les simulations de turbine complète. Ceci provient de l'effet de la roue sur les zones de recirculation. Tel que remarqué précédemment, le coude de la roue accélère l'écoulement au flasque inférieur. Le contour de la vitesse débitante à la sortie de l'avant-distributeur, figure 7.31, montre que la roue déplace vers cet endroit les zones de recirculation. Il est normal que les simulations de bâche spirale seule modélisent une zone de recirculation symétrique au plan distributeur puisqu'elles imposent une condition de sortie uniforme. Au contraire, il se forme un gradient de

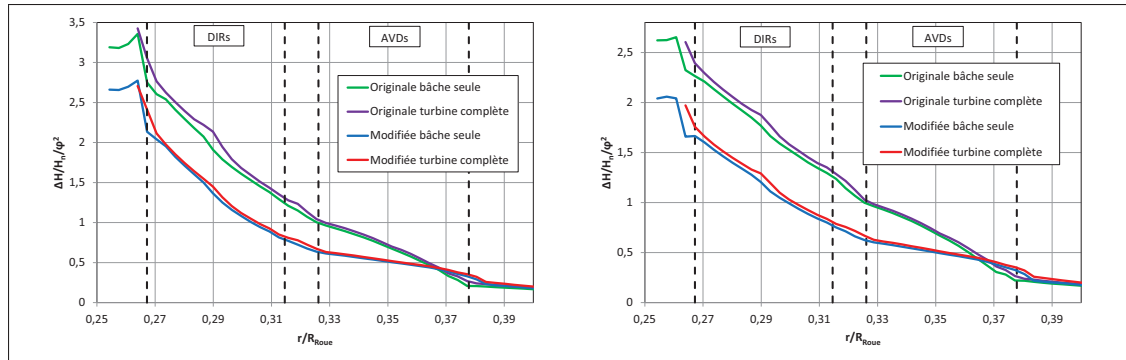


Figure 7.29 Coefficient de la perte de rendement en fonction du rayon de la double-grille évaluée par les domaines de simulation. Gauche : $\gamma = 24^\circ$. Droite : $\gamma = 28^\circ$.

pression à la sortie du distributeur dû à l'accélération de l'écoulement au flasque inférieur dans la simulation de turbine complète. La figure 7.32, montre cette accélération de l'écoulement au flasque inférieur dans la simulation de turbine complète.

Par ailleurs, la figure 7.31 confirme que malgré cette différence des zones de recirculation, il est normal que la perte de rendement soit identique entre les deux domaines de simulation. La taille du blocage de l'écoulement par la zone de recirculation est approximativement la même dans les deux domaines de simulation. Enfin, en absence de décollement de la couche limite dans la géométrie modifiée, la figure 7.33 montre que l'écoulement est identique à l'axe distributeur entre les simulations de bêche seule et de turbine complète. Noter que cette analyse est réalisée seulement à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$ puisque l'évolution de la perte de rendement est très similaire entre les deux points de fonctionnement. Contrairement au cas 1, le volume des zones de recirculation n'est pas affecté par l'ajout de la roue au domaine de simulation à grande ouverture du distributeur.

À la figure 7.30 on remarque que l'ajout de la roue uniformise la taille des zones de recirculation à l'avant-distributeur. Donc, il est prévu que la répartition du débit à la sortie du distributeur soit modifiée dans les simulations de turbine complète et que celui-ci s'uniformise comme le montre la figure 7.34. De fait, les variations dans la géométrie originale sont significativement réduites. De même pour la géométrie modifiée, mais de façon moins marquée en absence de

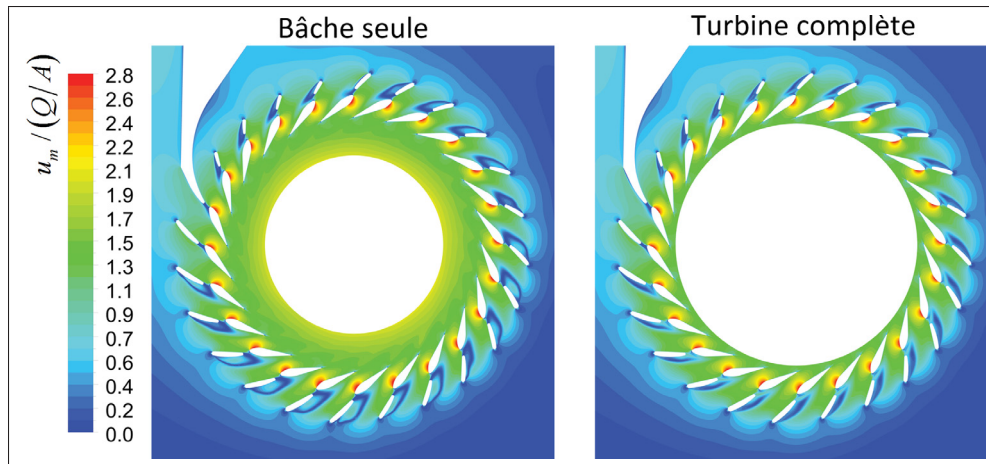


Figure 7.30 Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, dans la géométrie originale à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$ obtenue avec les simulations de bâche seule et de bâche avec roue

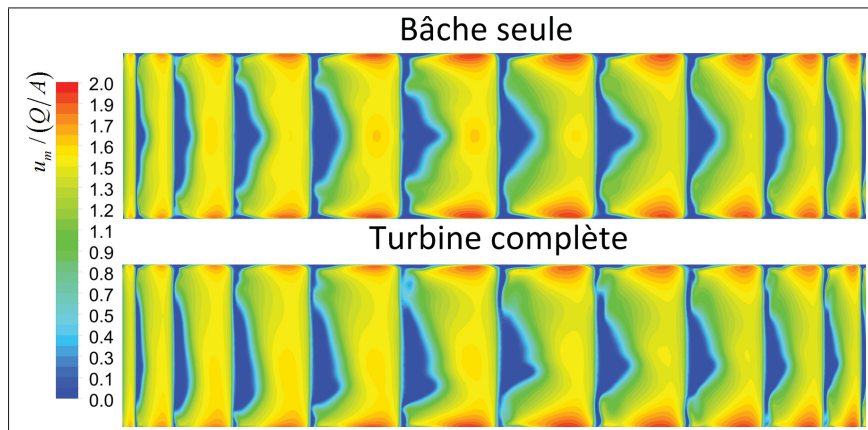


Figure 7.31 Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, selon une surface de rayon constant en sortie de l'avant-distributeur dans les simulations de bâche spirale seule et de bâche spirale avec roue de la géométrie originale à $\gamma = 24^\circ$

perturbation majeure de l'écoulement dans la double-grille. Ainsi, l'ajout de la roue au domaine de simulation amène la même répartition du débit à la sortie du distributeur que le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur soit présent ou absent.

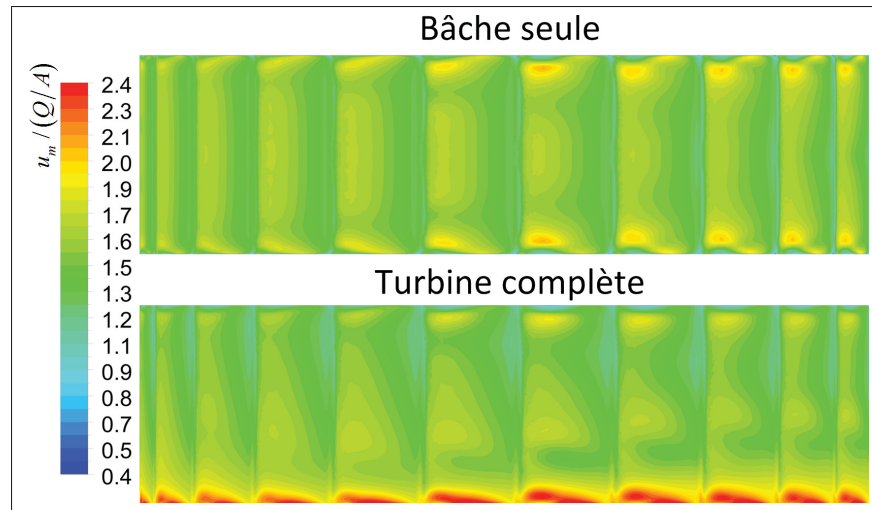


Figure 7.32 Vitesse débitante, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, selon une surface de rayon constant en sortie du distributeur dans les simulations de bâche spirale seule et de turbine complète de la géométrie originale à $\gamma = 24^\circ$

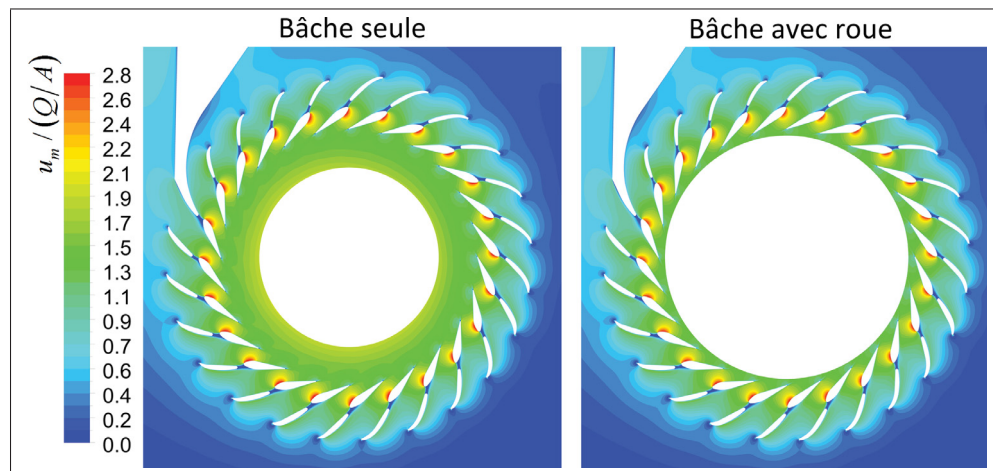


Figure 7.33 Vitesse débitante à l'axe distributeur dans la double-grille, adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale, dans la géométrie modifiée à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$ obtenue avec les simulations de bâche seule et de turbine complète

Malgré la modification des zones de recirculation à l'avant-distributeur, le moment cinétique moyen à l'entrée de la roue demeure très similaire entre chaque domaine de simulation. De

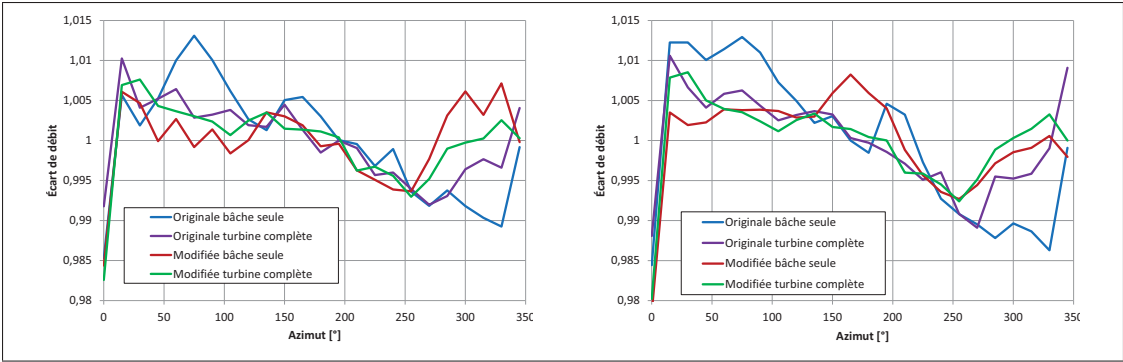


Figure 7.34 Variation azimuthale du débit en sortie de distributeur évaluée par les domaines de simulation. Bec de bâche à 0° et sens de rotation horaire de la bâche spirale.
Gauche : $\gamma = 24^\circ$. Droite : $\gamma = 28^\circ$

plus, si la roue modifie le gradient de vitesse vertical à la sortie du distributeur et dont l’influence apparaît jusqu’à l’avant-distributeur par la modification de la forme des zones de recirculation, l’écoulement moyen demeure identique.

Tableau 7.7 Moment cinétique moyen à l’entrée de la roue par les simulations de bâche seule et de turbine complète

Géométrie	$\gamma[^\circ]$	Simulation	$rV_u [m^2/s]$
Originale	24	Bâche seule	1.86
		Turbine complète	1.87
	28	Bâche seule	1.74
		Turbine complète	1.74
Modifiée	24	Bâche seule	1.91
		Turbine complète	1.89
	28	Bâche seule	1.75
		Turbine complète	1.75

7.4 Récapitulatif

Les simulations de turbine complète évaluent que la réduction de la perte de rendement dans la double-grille représente 44% et 63% de la réduction totale obtenue en essais modèles, respectivement à l’ouverture $\gamma = 24^\circ$ et $\gamma = 28^\circ$. Noter que la valeur absolue de cette réduction de la

perte de rendement dans la double-grille est identique aux deux ouvertures. De fait, la réduction de la perte de rendement évaluée par les essais modèles est simplement plus faible à l'ouverture $\gamma = 28^\circ$. Tout comme le cas 1, la réduction de la perte de rendement dans ces composantes provient de l'élimination du décollement de la couche limite à l'avant-distributeur.

Les simulations de turbine complète évaluent aucune réduction de la perte de rendement dans la roue. En effet, la roue uniformise suffisamment l'écoulement à la sortie du distributeur pour réduire les déficits de vitesse dans l'écoulement causé par les zones de recirculation. Donc, l'écoulement moyen est pratiquement identique à la sortie du distributeur des deux géométries. Indirectement, l'écoulement à la sortie de la roue est sensiblement le même dans les deux géométries. Ensuite, à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$, ces simulations montrent que la réduction de la perte de rendement dans l'aspirateur est pratiquement nulle. Les simulations d'aspirateur seul réalisées sur une grande période temporelle pour obtenir une convergence statistique de l'écoulement confirment ces résultats. À l'ouverture $\gamma = 28^\circ$, une réduction de la perte de rendement d'environ 28% de celle des essais modèles est évaluée. Cependant, cette valeur est sujette à précaution en raison de la forte probabilité que la convergence statistique de l'écoulement ne soit pas atteinte selon le résultat des simulations d'aspirateur seul à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$.

La comparaison absolue de simulations de turbine complète avec les essais modèles montre que celles-ci sous-estiment la perte de rendement totale dans la géométrie originale et modifiée. Sur ce point, des conclusions similaires au cas 1 peuvent s'appliquer. L'absence de variation de la perte de rendement dans la roue amène à penser que ces simulations sous-estiment certains phénomènes instationnaires de l'écoulement causé par les zones de recirculation.

Enfin, les simulations de bêche spirale seule sont suffisantes pour évaluer la réduction de la perte de rendement dans la double-grille avec précision. Comme le cas 1, même si la roue modifie la répartition du débit dans le distributeur, elle influence très peu la perte de rendement dans la double-grille. Également, dans le cas 2, elle modifie légèrement la forme des zones de recirculation, mais sans effet majeur sur la perte de rendement puisque leur volume demeure sensiblement identique.

CONCLUSION

L'objectif des travaux réalisés dans ce projet de recherche est de déterminer la réduction de la perte de rendement avec des simulations numériques de turbine complète suite à la modification de l'avant-distributeur dans deux turbines hydrauliques réhabilitées. Ces travaux découlent de l'observation en essais modèles d'une augmentation significative du rendement par l'unique modification de l'avant-distributeur de ces deux turbines et de l'incapacité de la méthode industrielle par composante à l'évaluer correctement. Pour ce faire, une méthodologie de simulation de turbine complète est développée à l'aide de simulations d'un domaine réduit de celle-ci. Ces étapes intermédiaire servent à l'étude de l'indépendance de maillage, à l'influence des conditions d'écoulement à l'entrée de la bêche spirale et à résoudre les problèmes numériques inhérent à des simulations de cette complexité.

Les simulations de turbine complète déterminent jusqu'à 65% de la réduction totale de la perte de rendement mesurée en essais modèles au point de rendement maximal dans la turbine hydraulique du cas 1. Dans le cas 2, la réduction de la perte rendement évaluée par les simulations de turbine complète correspond à 40% de celle des essais modèles au même point de fonctionnement. Ces simulations montrent que la principale raison de la réduction de la perte de rendement est l'élimination du décollement de la couche limite à l'avant-distributeur dans les géométries originales. La modification de cette composante élimine la perte de rendement due aux zones de recirculation dans la double-grille et le sillage conséquent.

La diminution de la perte de rendement dans la roue est réduite à cause de l'atténuation du sillage des zones de recirculation et l'uniformisation de l'écoulement par celle-ci. Dans le cas 2, l'écoulement est presque rétabli à l'entrée de la roue et les faibles sillages résiduels dans la géométrie originale sont insuffisants pour occasionner une perte de rendement. Dans le cas 1, la variation de la perte de rendement dans la roue provient surtout de la variation de l'écoulement moyen dû à la modification du moment cinétique par les zones de recirculation dans la géométrie originale. Ainsi, au point de fonctionnement nominal, ceci se traduit par une réduction de la perte de rendement dans la géométrie modifiée en raison de la diminution du défaut d'incidence de l'écoulement au bord d'attaque des aubes de la roue.

L'écoulement dans l'aspirateur, modélisé par les simulations de turbine complète, n'évalue pas une réduction de la perte de rendement dans la géométrie modifiée. Les simulations d'aspirateur seul, réalisées afin d'obtenir une convergence statistique de l'écoulement, ne changent pas cette observation. De fait, l'écoulement modélisé à la sortie de la roue par les simulations de turbine complète est peu influencé par l'élimination des zones de recirculation à l'avant-distributeur. La seule différence aperçue provient du débit supérieur dans la géométrie modifiée qui amène une variation du moment cinétique à la sortie de la roue. Ainsi, la variation du moment cinétique seul ne réduit pas la perte de rendement dans l'aspirateur.

Au préalable à la réalisation des simulations de turbine complètes, des simulations intermédiaires avec des domaines réduits de la turbine hydraulique sont réalisées afin de développer les principaux paramètres de la méthodologie de simulation numérique. Ces simulations, des domaines de bêche seule et de bêche avec roue, évaluent la réduction de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur avec des ressources de calcul réduites par rapport à celles nécessaires pour les simulations de turbine complète. Quelques points se dégagent de la comparaison de la réduction de la perte de rendement et de l'écoulement entre chaque domaine de simulation. En premier, si la réduction de la perte de rendement dans la double-grille est légèrement influencée par l'ajout de la roue au domaine de simulation, les simulations de bêche avec roue fournissent des résultats suffisamment précis. Mis à part la légère réduction de la taille des zones de recirculation à grande ouverture par l'ajout de la roue au domaine de simulation, l'écoulement demeure identique à l'avant-distributeur. Il est intéressant de constater que ceci est sans influence sur le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur puisque l'angle hydraulique à son entrée demeure identique. La roue change également le gradient vertical de la vitesse à la sortie du distributeur dû à son coude. Toutefois, son effet est seulement visible sur l'écoulement dans le distributeur et n'influence pas la perte de rendement dans la double-grille. En second, l'ajout de l'aspirateur au domaine de simulation, évalué uniquement au cas 1, apporte quelques modifications mineures à la perte de rendement et les écoulements dans la roue. L'aspirateur assure une condition de sortie réaliste à la roue qui permet le développement de la torche, si le moment cinétique est suffisamment important. Au contraire,

les résultats des simulations de bêche avec roue au point de fonctionnement nominal sont très similaires à ceux de turbine complète.

Les simulations de bêche seule sont une solution précise pour déterminer la réduction de la perte de rendement par la modification de l'avant-distributeur en absence d'une variation significative de celle-ci dans la roue et l'aspirateur. Ces simulations, dont l'écoulement est modélisé avec les équations stationnaires RANS, nécessitent peu de ressources informatiques en comparaison à celles de turbine complète ou de bêche avec roue.

La difficulté de ces simulations à reproduire la réduction de la perte de rendement évaluée en essais modèles semble provenir des limitations numériques de la modélisation de l'écoulement par les équations URANS $k - \omega$ SST. Par rapport à la méthodologie numérique de simulation de turbine complète mise en œuvre, il apparaît difficile d'évaluer une perte de rendement significativement différente dans chaque composante de la turbine. De fait, le raffinement du maillage ou de la discrétisation temporelle réduit principalement les erreurs numériques avec cette méthode de modélisation de l'écoulement.

Il serait intéressant, pour de futurs travaux, d'évaluer une approche de modélisation ou résolution de l'écoulement plus complète, tels que les modèles de turbulence DES ou LES. Ceci pourrait vérifier si la faible variation de la perte de rendement dans la roue et l'aspirateur demeure inchangée par une modélisation plus complète du spectre turbulent. La variation de la perte de rendement dans la double-grille est, à priori, correctement prédite en raison d'une géométrie fixe, convergente et une résolution de l'écoulement jusqu'à la paroi avec le modèle de turbulence $k - \omega$ SST. Au contraire, l'absence de perte de rendement induite par le sillage des zones de recirculation de la double-grille dans la roue est étonnante. Aussi, des phénomènes hydrauliques induits par les sillages dans la roue pourraient amener des différences de l'écoulement à la sortie de la roue et modifier la perte de rendement de l'aspirateur.

ANNEXE I

ÉCOULEMENT DANS LA COUCHE LIMITE

Cette annexe présente les méthodes de modélisation de l'écoulement dans la couche limite par le logiciel ANSYS. Ces méthodes augmentent la souplesse d'utilisation des modèles de turbulences en réduisant les requis de la discrétisation spatiale aux parois nécessaire à leur bon fonctionnement. La première section décrit les caractéristiques de l'écoulement dans la couche limite tandis que les deux suivantes ; les stratégies de modélisation avec les modèles de turbulence $k - \varepsilon$ et $k - \omega$.

1. Écoulement dans la couche limite

Pour débiter, il est nécessaire de poser la distance adimensionnelle à la paroi Y^+ , fonction de la viscosité du fluide et de la vitesse de friction u_* , définit à l'équation suivante :

$$Y^+ = \frac{\rho y u_*}{\mu} \quad (\text{A I-1})$$

avec la vitesse de friction :

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (\text{A I-2})$$

La couche limite turbulente se divise en trois sections soumises à des contraintes turbulentes et visqueuses différentes (K. Kundu *et al.*, 2011). Les deux premières régions ; la sous-couche visqueuse et région logarithmique composent 20 % de l'épaisseur totale de la couche limite. La troisième région ($Y^+ > 10^4$), celle du déficit de vitesse (sillage) constitue 80 % de l'épaisseur totale pour se terminer à l'écoulement libre. Cette région est principalement soumise aux contraintes de Reynolds. Ces dernières produisent un déficit de vitesse avec pour résultat la traînée de la couche limite dans l'écoulement libre. Elle se représente par la relation suivante

du déficit de vitesse avec la vitesse de friction, la vitesse dans l'écoulement libre et une fonction de profil $F\left(\frac{y}{\delta}\right)$:

$$\frac{U_{\infty} - U}{u_*} = F\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (\text{A I-3})$$

La région à la paroi ($Y^+ < 5$), la sous-couche visqueuse, est majoritairement soumise aux contraintes visqueuses du fluide. En effet, la proximité de la paroi limite les contraintes de Reynolds par l'atténuation des fluctuations normales à celle-ci. Dans un écoulement à grand Reynolds, la faible épaisseur de la sous-couche visqueuse appuie l'hypothèse d'une contrainte visqueuse constante et égale à la contrainte de cisaillement à la paroi. Cette approximation pose une évolution linéaire de la vitesse en fonction de la distance à la paroi :

$$U = \frac{\tau_0 y}{\mu} \quad (\text{A I-4})$$

avec τ_0 , la contrainte de cisaillement absolue en paroi. L'égalité entre le gradient de la vitesse moyenne de la sous-couche visqueuse et de la région de sillage détermine le profil de vitesse de la région logarithmique en fonction de la distance à la paroi. Elle prend la forme de l'équation logarithmique suivante :

$$\frac{U}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln(Y^+) + B \quad (\text{A I-5})$$

où κ est la constante de von Karman et B une constante fonction de l'écoulement et du gradient de pression. Il est généralement admis que le profil logarithmique débute à un $Y^+ > 30$ et se termine à environ un $Y^+ > 10^4$. Entre la fin de la sous-couche visqueuse et du début de la région logarithmique ($5 < Y^+ < 30$), une région de transition soumise tout autant à des contraintes visqueuses et turbulentes est présente. Pour cette raison, le profil de vitesse dans cette région n'est

pas linéaire ou logarithmique. Cependant, elle constitue une importante région de la couche limite par l'importante production de turbulence qui s'y déroule.

La résolution numérique de la couche limite par ANSYS CFX utilise la fonction du profil de vitesse logarithmique si l'épaisseur du premier élément ($Y^+ > 1$) empêche de résoudre l'écoulement jusqu'à la paroi. Dans le cas échéant, cette fonction fournit une condition d'écoulement aux nœuds du premier élément à la paroi. Dans des écoulements simples, sans décollement de la couche limite, cette méthode évalue les contraintes et la vitesse en paroi avec une précision suffisante (Menter *et al.*, 2003). Il s'agit d'un avantage fort intéressant pour un logiciel commercial qui vise à modéliser des écoulements industriels dont la résolution jusqu'à la paroi peut requérir d'importantes ressources de calcul.

2. Modélisation du modèle de turbulence $k - \varepsilon$ (*Scalable Wall Functions*)

La fonction *Scalable Wall Functions* suppose un premier nœud du maillage en paroi dans la région logarithmique de la couche limite. À cet endroit, les équations A I-2 et A I-5 déterminent la contrainte de cisaillement et la vitesse de friction. Indirectement, cette fonction implique un maillage avec un $Y^+ > 30$ en parois pour fonctionner correctement et être en accord avec la résolution de la couche limite du modèle de turbulence $k - \varepsilon$.

ANSYS CFX utilise une seconde approche pour évaluer les conditions en paroi en présence d'une séparation de la couche limite, toujours pour des maillages de $Y^+ > 30$. Pour contourner la vitesse nulle au point de décollement, l'équation A I-6 détermine une nouvelle vitesse de friction u^* à partir de l'énergie cinétique turbulente :

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (\text{A I-6})$$

Réintroduite dans l'équation A I-4, la vitesse de friction u^* calcule de nouveau une distance à la paroi adimensionnelle. Celle-ci et le profil de vitesse logarithmique, évalue la vitesse de friction u_* pour calculer la contrainte de cisaillement absolue en paroi selon la relation A I-7.

$$\tau_0 = \rho u_*^* u_* \quad (\text{A I-7})$$

3. Modélisation du modèle de turbulence $k - \omega$ (*Automatic Near-Wall Treatment for Omega-Based Models*)

Mentionné à la section 2.3.2, le modèle de turbulence $k - \omega$ résout l'écoulement dans la couche limite jusqu'à la paroi. Également, il possède une expression analytique du taux de dissipation dans la couche limite. ANSYS CFX utilise ces deux avantages pour réaliser un lissage entre l'expression analytique du taux de dissipation et celle calculée en fonction de la position du premier nœud à la paroi. Donc, ANSYS CFX résout l'écoulement jusqu'aux nœuds à la paroi et les méthodes analytiques imposent les conditions limites de la paroi à ceux-ci. Par conséquent, un maillage avec un $Y^+ < 1$ résout l'écoulement jusqu'à la paroi sans utiliser les lois de paroi.

Pour ce faire, ANSYS CFX calcule les flux dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement selon l'équation suivante :

$$F_u = -\rho u_* u_*^* \quad (\text{A I-8})$$

dont les vitesses de friction sont calculées avec ces équations :

$$u_*^* = \sqrt[4]{\left(\sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \left| \frac{\Delta U}{\Delta Y} \right| \right)^4 + \left(\sqrt{a_1 k} \right)^4} \quad (\text{A I-9})$$

$$u_* = \sqrt[4]{(u_*^{\text{vis}})^4 + (u_*^{\text{log}})^4} \quad (\text{A I-10})$$

Cette dernière calcule une vitesse de friction du mélange de celles dans les régions visqueuse et logarithmique. Ces dernières sont calculées par les méthodes analytiques de l'écoulement dans la couche limite, section 1.

L'équation du taux de dissipation utilise une fonction de mélange entre sa valeur dans la région logarithmique ω_{\log} et de la sous-couche visqueuse ω_{vis} . Elle prend la forme suivante :

$$\omega = \omega_{\text{vis}} \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_{\log}}{\omega_{\text{vis}}} \right)^2} \quad (\text{A I-11})$$

avec les expressions analytiques du taux de dissipation suivante :

$$\omega_{\log} = \frac{u^*}{a_1 \kappa y} \quad (\text{A I-12})$$

$$\omega_{\text{vis}} = \frac{6\nu}{\beta (\Delta y)^2} \quad (\text{A I-13})$$

ANNEXE II

ANGLE HYDRAULIQUE À L'ENTRÉE DE L'AVANT-DISTRIBUTEUR

Cette annexe développe la relation pour approximer l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur. Se référer aux figures 1.3 et 1.4 à la page 10 pour la définition des dimensions.

L'angle hydraulique θ_{hyd} est défini selon l'angle du fluide par rapport à la tangence d'un cercle passant au bord d'attaque de l'AVD, équation A II-1.

$$\tan \theta_{\text{hyd}} = \frac{V_r}{V_u} \quad (\text{A II-1})$$

Par conservation du moment cinétique dans la bache, l'équation A II-2 définit la vitesse tangentielle à l'entrée des AVDs. Celle-ci provient de la vitesse débitante à l'entrée de la bache et de son rayon d'enroulement, équation A II-3.

$$V_u = \frac{rV_u}{R_{\text{Entrée AVDs}}} \quad (\text{A II-2})$$

$$rV_u = \frac{R_{\text{Enroulement bache}} Q}{\frac{\pi D_{\text{Entrée}}^2}{4}} \quad (\text{A II-3})$$

L'équation A II-4 définit la vitesse débitante avec le débit et l'aire de passage d'un cylindre au rayon d'entrée des AVDs.

$$V_r = \frac{Q}{2\pi R_{\text{Entrée AVDs}} H_{\text{Entrée AVDs}}} \quad (\text{A II-4})$$

Finalement, par simplification des termes communs l'équation A II-6 est obtenue.

$$\tan \theta_{\text{Hyd}} = \frac{\frac{Q}{2\pi R_{\text{Entrée AVDs}} H_{\text{Entrée AVDs}}}}{\frac{4QR_{\text{Enroulement bâche}}}{\pi R_{\text{Entrée AVDs}} D_{\text{Entrée}}^2}} \quad (\text{A II-5})$$

$$\tan \theta_{\text{Hyd}} = \frac{D_{\text{Entrée bâche}}^2}{8R_{\text{Enroulement bâche}} H_{\text{Entrée AVDs}}} \quad (\text{A II-6})$$

ANNEXE III

DOMAINES DE SIMULATION

La figure III-1 montre le domaines des simulations de bête seule, bête avec roue et de turbine complète. Les figures III-2, III-3 et III-4 présentent un schéma détaillé de ces domaines de simulations avec leurs principales dimensions.

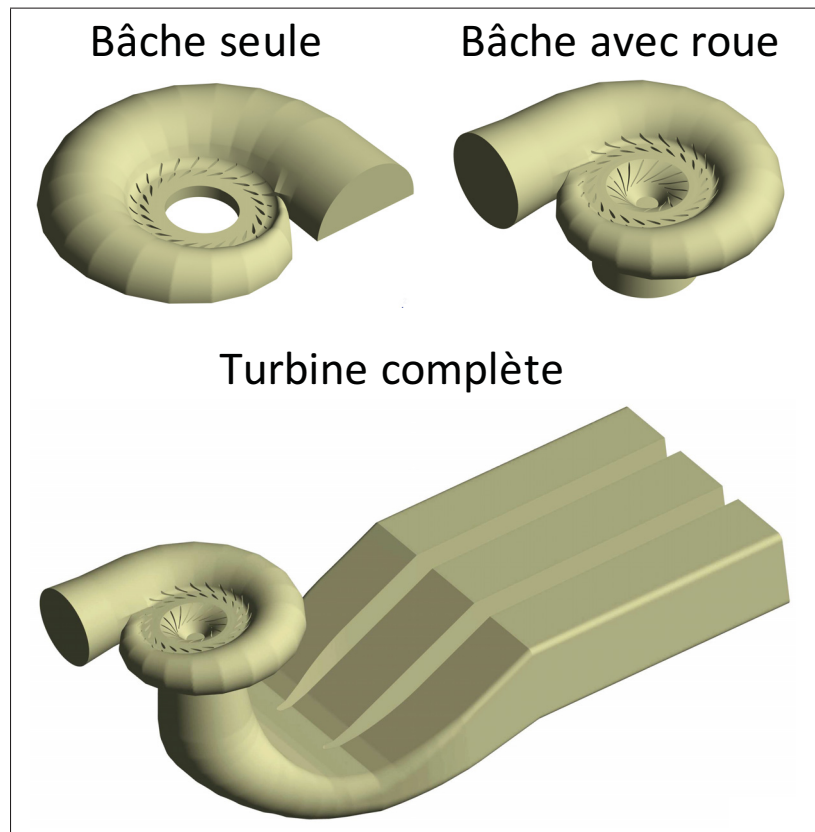


Figure-A III-1 Exemple des domaines de simulation

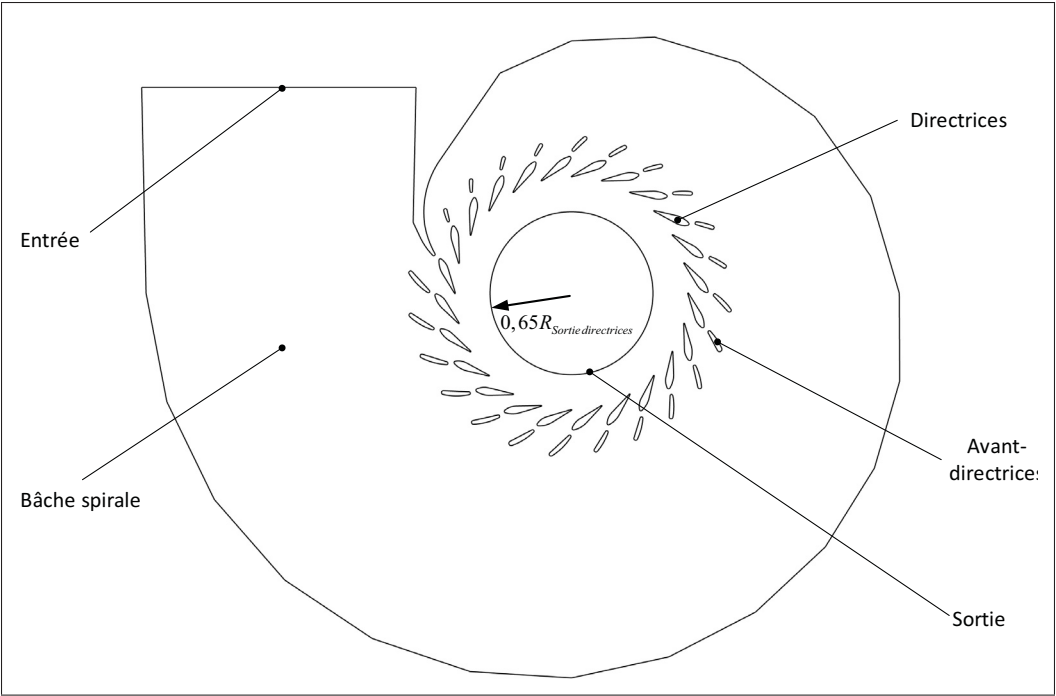


Figure-A III-2 Coupe à l'axe distributeur du domaine de simulation de bâche seule

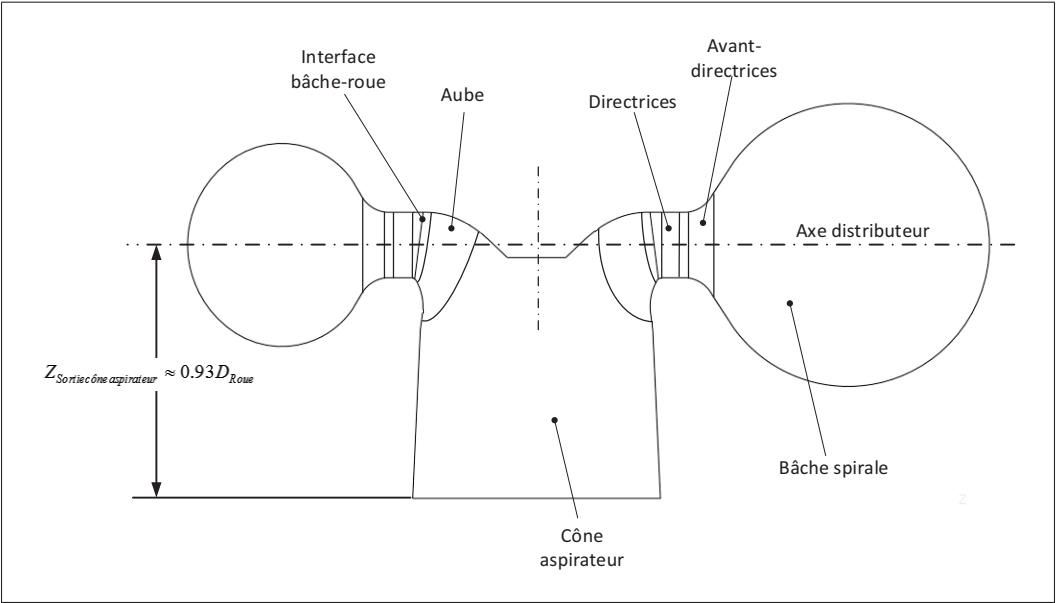


Figure-A III-3 Coupe verticale du domaine de simulation de bâche avec roue

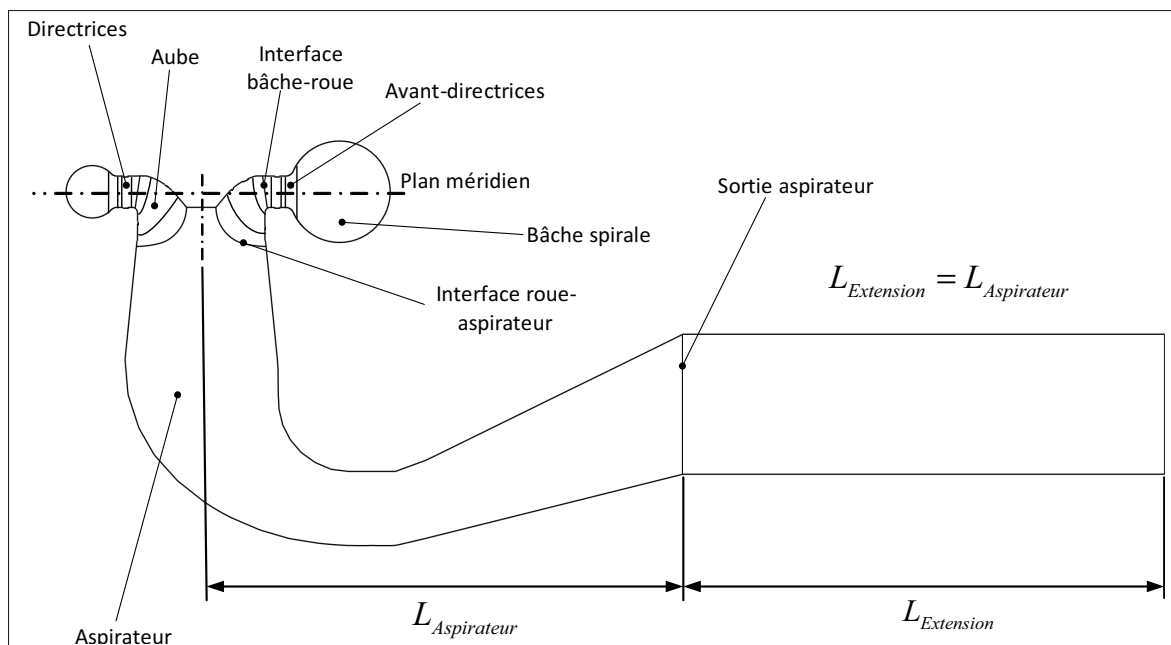


Figure-A III-4 Coupe verticale du domaine de simulation de turbine complète

ANNEXE IV

DISCRÉTISATION SPATIALE

Cette annexe décrit les critères de conception des maillages utilisés pour les simulations de bâche seule, de bâche avec roue et de turbine complète des deux cas étudiés. Les critères et stratégies de conception de ceux-ci pour chaque composante des turbines sont montrés. En lien, l'étude de l'indépendance de maillage évalue l'influence de la discrétisation spatiale sur la perte de rendement dans les composantes des turbines étudiées. Enfin, les caractéristiques des maillages de chaque domaine de simulations sont présentées.

1. Conception des maillages

Dû aux décollements de la couche limite à l'avant-distributeur, la position du premier nœud paroi constitue un important critère de conception. Une discrétisation spatiale suffisamment fine en paroi résout entièrement l'écoulement dans la couche limite avec le modèle de turbulence $k - \omega$ SST. Par exemple, la position du premier nœud la région logarithmique ($Y^+ > 30$) sous-estime le décollement de la couche limite en comparaison à sa position dans la sous-couche visqueuse ($Y^+ < 5$) selon la figure IV-1.

La résolution de l'écoulement de la couche limite jusqu'à la paroi ($Y^+ < 1$) requiert d'importantes ressources de calcul. Pour cette raison, tous les maillages placent au minimum un premier nœud dans la sous-couche visqueuse, tel que montré au tableau IV-1 pour le maillage des sous-domaines d'une simulation de turbine complète du cas 1 et 2. Donc, les maillages positionnent quelques éléments dans la sous-couche visqueuse pour réduire l'usage de la fonction de paroi d'ANSYS CFX à la résolution de l'écoulement dans la couche limite.

Ces maillages placent entre 15 et 20 couches d'éléments prismatiques dans la couche limite avec l'utilisation d'un facteur d'expansion de 1.2, soit un critère au modèle de turbulence $k - \omega$ SST. Ensuite, le critère de construction des maillages pose au maximum 60 couches d'éléments

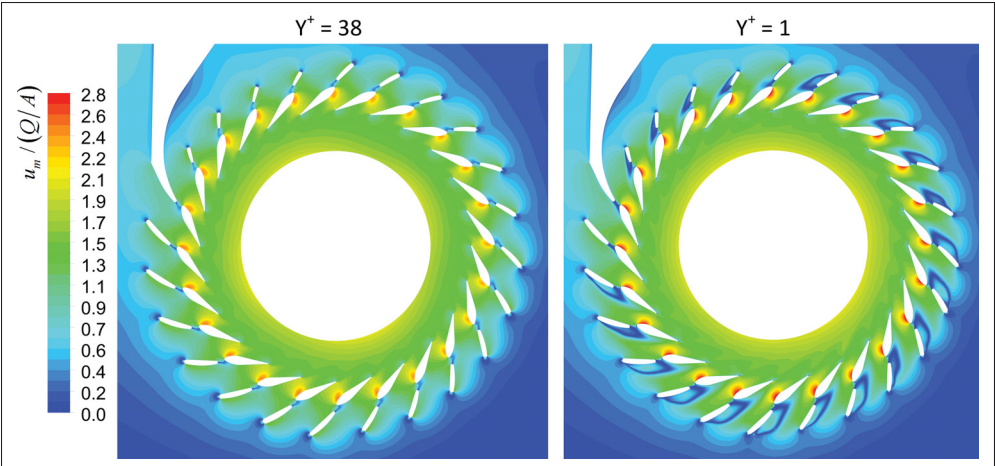


Figure-A IV-1 Champ de vitesse débitante adimensionnalisé par la vitesse moyenne à l’entrée de la bêche spirale à l’axe distributeur. Simulations de bêche seule du cas 2 avec la géométrie originale et le modèle de turbulence $k - \omega$ SST.

Tableau-A IV-1 Y^+ moyen
aux parois des composante
des simulations de turbine
complète des cas étudiés

Composante	Cas 1	Cas 2
Bêche	2.11	1.31
AVDs	1.43	1.05
Directrices	2.5	1.82
Roue	2.21	3.04
Aspirateur	1.68	0.91

prismatiques pour permettre une transition graduelle aux éléments tétraédriques. La figure IV-2 montre un exemple de cette transition en fonction de la taille des éléments.

La position du premier nœud à la paroi fixe la densité initiale des maillages dus à l’usage du schéma de second ordre de la convection. Ce choix requiert une discrétisation spatiale suffisamment fine dans les zones de grand gradient de l’écoulement pour conserver une stabilité numérique. Ce requis fixe le maillage sur les parois et indirectement celui dans les volumes.

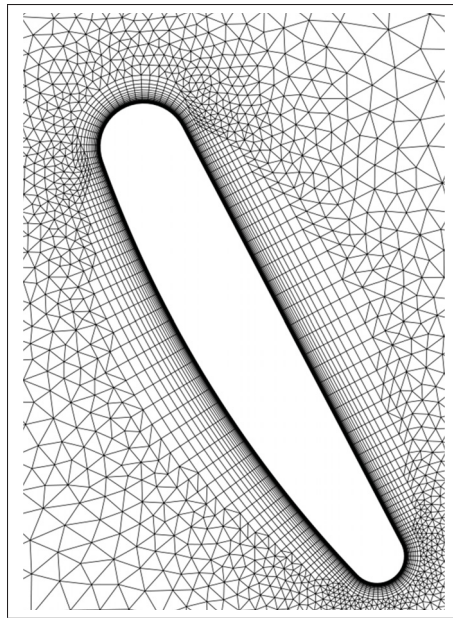


Figure-A IV-2 Transition
des éléments prismatiques
aux éléments tétraédriques
au plan de symétrie

D'autre part, dans certaines géométries, la taille des éléments aux surfaces doit être réduite pour permettre l'extrusion des éléments prismatiques et leur transition graduelle à ceux tétraédriques. Par exemple, attribuable à la faible distance entre les aubes, figure IV-3, le maillage dans la roue est surtout dirigé par cette condition.

Le maillage sur les bords d'attaque et de fuite des profils hydrauliques de même que le nez de pile de l'aspirateur est réalisé avec des éléments tétraédriques ordonnés, figure IV-4. Cette fonction réduit le nombre d'éléments nécessaires pour obtenir une fine discrétisation dans la direction de l'écoulement par rapport à un maillage composé d'éléments tétraédriques standards. Le bord de fuite très mince des aubes de la roue profite de cette fonction et permet d'y positionner une dizaine d'éléments largeur.

Pour réduire les erreurs numériques aux interfaces non conformes entre les sous-domaines de simulation de bache avec roue et de turbine complète, la taille des éléments est réduite et de même dimension aux surfaces des sous-domaine selon les recommandations de Gagnon

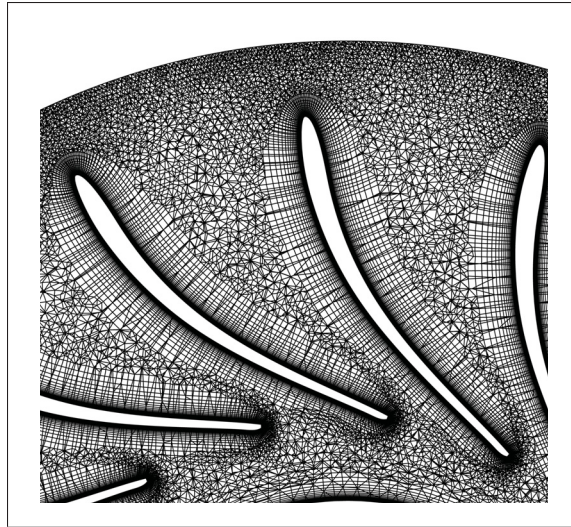


Figure-A IV-3 Discrétisation spatiale entre les aubes d'une roue au plan distributeur

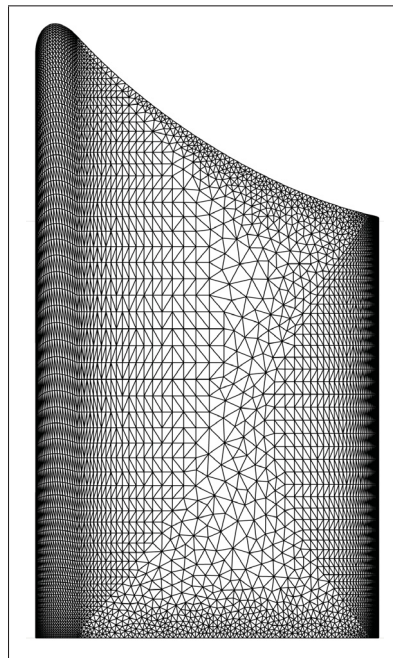


Figure-A IV-4
Maillage tétraédrique
ordonné sur la surface
d'une AVD du cas 2

et al. (2008); ANSYS (2013b). Par exemple, la taille maximale d'un élément tétraédrique à l'interface est de 1 mm tandis qu'elle est de 5 mm dans le volume de la double-grille.

La qualité du maillage est vérifiée par le logiciel ANSYS CFX pour des raisons techniques lors de la construction et de l'exportation du maillage par Pointwise. Cette évaluation utilise les volumes de contrôle construit par ANSYS CFX. Le tableau IV-2 montre les résultats de cette évaluation pour les maillages d'une simulation de turbine complète considérée représentative de tous les maillages. Malgré un petit nombre d'éléments de mauvaise qualité, surtout situés dans de petites zones aux jonctions de deux surfaces à angle aigu, les maillages sont considérés de qualité satisfaisante.

Tableau-A IV-2 Qualité des maillages des sous-domaines d'une simulation de turbine complète du cas 1 selon les critères du logiciel ANSYS CFX

Critère	Angle			Facteur d'expansion			Rapport de forme		
	<20°	50°>20°	>50°	>20	5<20	<5	>10 ³	10 ² <10 ³	<10 ²
Borne	< 1	3	97	< 1	2	98	2	26	72
Bâche [%]	< 1	7	93	< 1	2	98	0	14	86
Roue [%]	< 1	4	96	< 1	2	98	2	26	72
Aspirateur [%]	< 1	4	96	< 1	2	98	< 1	12	88
Global [%]	< 1	4	96	< 1	2	98	< 1	12	88

L'étude de l'indépendance de maillage est au départ réalisée avec les simulations de bâche seule en raison de la puissance de calcul nécessaire à la résolution de celles de turbine complète. Également, il est pensé que la modification de l'avant-distributeur constitue une part importante de la réduction totale de la perte de rendement dans la turbine. Le maillage déterminé par ces simulations est appliqué pour le sous-domaine de la bâche et la double-grille des simulations de turbine complète et de bâche avec roue.

Compte tenu d'une discrétisation, initialement fine, dans le sous-domaine de la roue, pour les raisons précédemment expliquées, une seule densité de maillage est utilisée dans les simulations de bâche avec roue et de turbine complète. À priori, cette approximation influence peu les résultats obtenus puisque ce travail utilise les roues réhabilitées. Cependant, il est intéres-

sant d'observer l'effet du maillage de la roue afin de juger du niveau d'indépendance de celui utilisé par rapport à la discrétisation spatiale. Afin de diminuer les ressources informatiques nécessaires à cette analyse, il est proposé d'utiliser un domaine de simulation réduit de seulement une directrice et une aube de la roue. Ce domaine de simulation correspond à celui de bâche avec roue sans avant-distributeur et simplifiée périodiquement. Ces sont des simulations stationnaires avec une interface *Stage* entre la directrice et la roue. Cette interface réalise une moyenne circonférentielle de l'écoulement à l'entrée de la roue. Enfin, ces simulations sont réalisées au point de fonctionnement nominal avec la géométrie du cas 1 et avec un écoulement uniforme à l'entrée de la directrice.

Le tableau IV-3 montre les résultats obtenus avec trois maillages de densité et de Y^+ différents. Ceux-ci montrent une faible variation de la perte de rendement et de la chute interne entre les maillages, surtout entre ceux moyen et fin. Par contre, dû aux raisons expliquées précédemment, les maillages grossiers et moyens sont de faible qualité entre les aubes de la roue. À cet effet, il est judicieux d'utiliser celui fin dans les simulations de turbine complète pour améliorer la stabilité numérique. Cependant, l'évolution de la perte de rendement et de la chute interne entre le maillage fin et moyen montre que celui-ci est suffisant pour obtenir des résultats indépendants du maillage.

Tableau-A IV-3 Chute interne et perte de rendement dans la roue en fonction de la densité du maillage

Maillage	Grossier	Moyen	Fin
Nœuds $[10^6]$	0.46	0.72	1.12
Y^+ moyen	11.0	5.3	3.0
$H_i[m]$	13.51	13.38	13.27
$\Delta H_{\text{Roue}}/H_n/\varphi^2$	11.54	12.83	12.31

Une analyse équivalente est réalisée pour l'aspirateur avec la géométrie du cas 1. Pour ce faire, une méthode de résolution stationnaire de l'écoulement avec les équations RANS et le modèle de turbulence $k - \omega$ SST sont utilisées. Ces simulations utilisent l'écoulement à la sortie de la

roue d'une simulation de turbine complète de la géométrie originale au plan de sondage et à l'ouverture $\gamma = 25^\circ$. Elles appliquent la méthodologie de simulation d'aspirateur seul utilisée à la section 6.1.3.1.

Le tableau IV-4 montre les maillages utilisés et les résultats obtenus par cette analyse. On observe une augmentation de la perte de rendement et une diminution du coefficient de récupération avec la densification du maillage. Selon la figure IV-5, les maillages fin et moyen modélisent une séparation plus importante de l'écoulement dans le pertuis droit. Également, on observe une augmentation de la taille de la zone de recirculation à l'entrée des pertuis avec ces maillages. Ceci concorde avec les caractéristiques de ces maillages qui peuvent résoudre l'écoulement jusqu'à la sous-couche visqueuse en paroi. Ces résultats appuient le besoin d'un maillage d'aspirateur suffisamment fin à la paroi pour atteindre l'indépendance de maillage. Enfin, la comparaison entre le maillage moyen et fin montre qu'il est inutile de densifier davantage le maillage pour améliorer la résolution de l'écoulement.

Tableau-A IV-4 Coefficient et perte de rendement dans l'aspirateur en fonction de la densité du maillage

Maillage	Grossier	Moyen	Fin
Nœuds $[10^6]$	2.67	4.77	6.59
Y^+ moyen	28.0	8.6	2.8
χ	0.72	0.68	0.64
$\Delta H_{\text{Aspirateur}}/H_n/\phi^2$	3.13	3.58	4.03

2. Cas 1

L'étude d'indépendance de maillage est réalisée à l'ouverture du distributeur $\gamma = 37.8^\circ$ en raison de l'indépendance au débit sur le décollement de la couche limite à l'avant-distributeur. Trois densités de maillage, tableau IV-5, sont utilisées, dont le raffinement ajoute des éléments uniformément dans la double-grille. La figure IV-6 montre un exemple du maillage fin dans

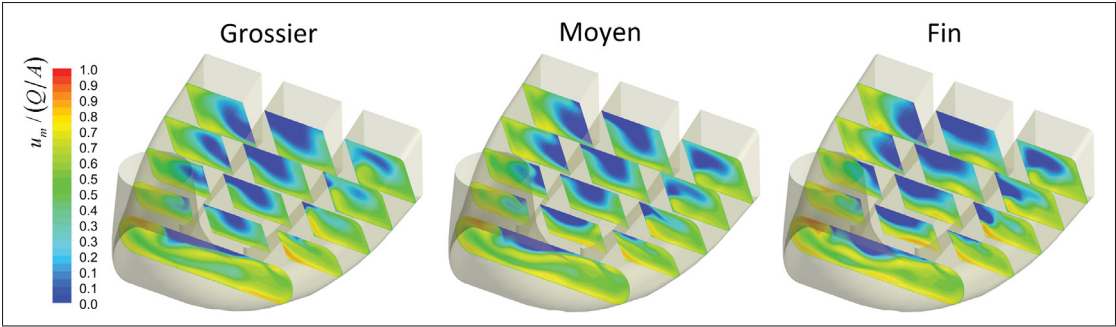


Figure-A IV-5 Écoulement dans l’aspirateur en fonction de la densité du maillage

la géométrie originale. Le tableau IV-5 contient également le nombre de nœuds du maillage à l’ouverture $\gamma = 25^\circ$ pour les analyses de bêche seule.

Tableau-A IV-5 Maillages pour les simulations de bêche seule du cas 1

Géométrie	Originale				Modifiée			
Maillage	—	Grossier	Moyen	Fin	—	Grossier	Moyen	Fin
$\gamma [^\circ]$	25	37.8			25	37.8		
Nœuds $[10^6]$	32.9	24.6	28.8	68.4	21.9	15.1	20.5	22.9

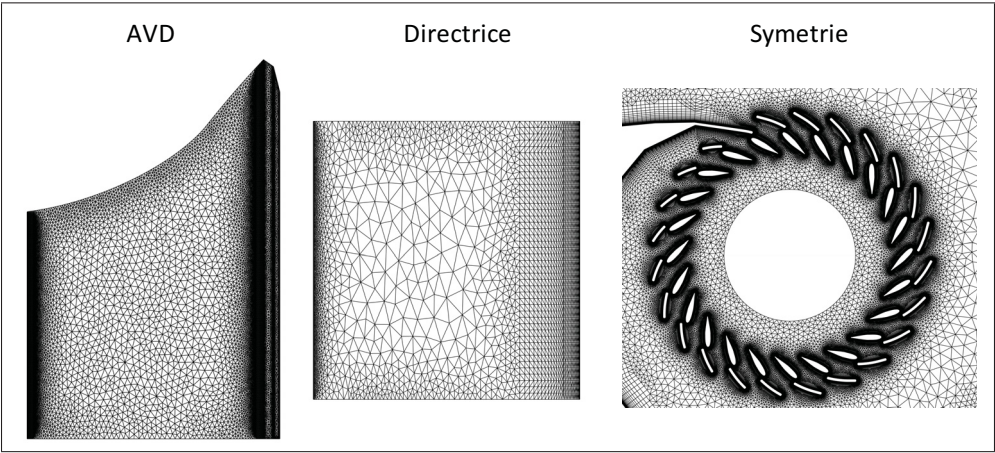


Figure-A IV-6 Maillage fin de la géométrie originale du cas 1, sur l’avant-distributeur, le distributeur et l’axe distributeur

La perte de rendement varie peu en fonction de la densité du maillage selon les résultats montrés au tableau IV-6. Le maillage grossier, et ce, autant dans la géométrie originale et modifiée, mesure une perte de rendement très similaire à celui fin. L'observation de l'écoulement à l'axe distributeur, figure IV-7 et IV-8 appuie cette observation.

Tableau-A IV-6 Coefficient de la perte de rendement
en fonction de la discrétisation spatiale dans la
géométrie originale et modifiée du cas 1 à $\gamma = 37.8^\circ$

Géométrie	Originale			Modifiée		
Maillage	Grossier	Moyen	Fin	Grossier	Moyen	Fin
$\Delta H_{\text{Bâche}}/H_n/\varphi^2$	1.73	1.68	1.55	1.63	1.65	1.63
$\Delta H_{\text{AVDs}}/H_n/\varphi^2$	3.59	3.73	3.70	1.33	1.35	1.26
$\Delta H_{\text{DIRs}}/H_n/\varphi^2$	2.39	2.43	2.49	1.51	1.53	1.54
$\Delta H_{\text{Totale}}/H_n/\varphi^2$	7.70	7.84	7.74	4.48	4.53	4.43

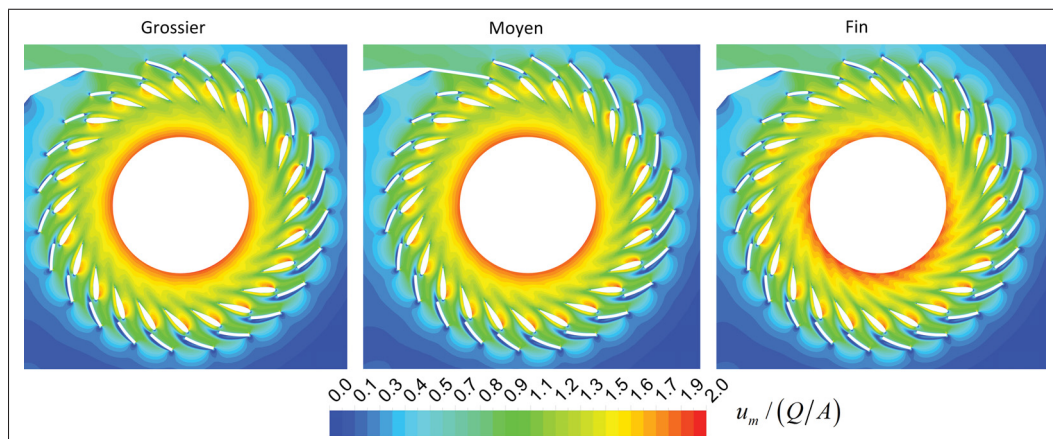


Figure-A IV-7 Champ de vitesse débitante adimensionné par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bâche spirale à l'axe distributeur. Comparaison entre trois densité de maillage dans la géométrie originale du cas 1 à $\gamma = 37.8^\circ$.

Quelques raisons expliquent la faible variation de la perte de rendement entre chaque densité de maillage dans la géométrie originale et modifiée. Notons que la perte de rendement dans la bâche spirale et la double-grille provient principalement de la friction aux parois et si pré-

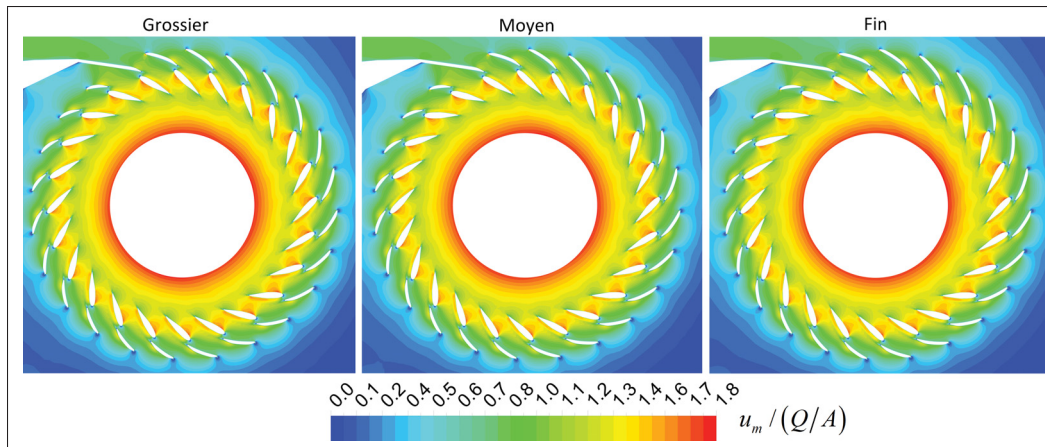


Figure-A IV-8 Champ de vitesse débitante adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale à l'axe distributeur. Comparaison entre trois densité de maillage dans la géométrie modifiée du cas 1 à $\gamma = 37.8^\circ$.

sente du décollement de la couche limite à l'avant-distributeur puisqu'il s'agit d'une géométrie convergente. À ceci s'ajoutent les pertes de rendement par cisaillement des écoulements secondaires dans la bêche spirale. Ainsi, une résolution de l'écoulement à la paroi similaire doit évaluer la même perte de rendement par friction, nonobstant les écoulements secondaires dans la bêche spirale. Donc, ceci explique l'absence de variation de la perte de rendement dans la double-grille de la géométrie modifiée.

Le décollement de la couche limite, principale de perte de rendement dans la géométrie originale, est peu influencé par réduction du nombre d'éléments sur la surface des AVDs pour une même résolution à la paroi. Ainsi, les arêtes vives de l'avant-distributeur réduisent l'influence du maillage sur la position du point de décollement de la couche limite. Il est supposé que la taille de la zone de recirculation dépend de la densité du maillage puisqu'un raffinement pourrait modifier les cisaillements et changer le point de fermeture. Cependant, la forme presque identique des zones recirculation, figure IV-9, montre que la fermeture dépend principalement de la forme convergence de la double-grille.

Selon ces résultats, le maillage moyen dans la géométrie originale et grossier dans celle modifiée est choisi comme référence pour le maillage du sous-domaine de la bêche spirale des

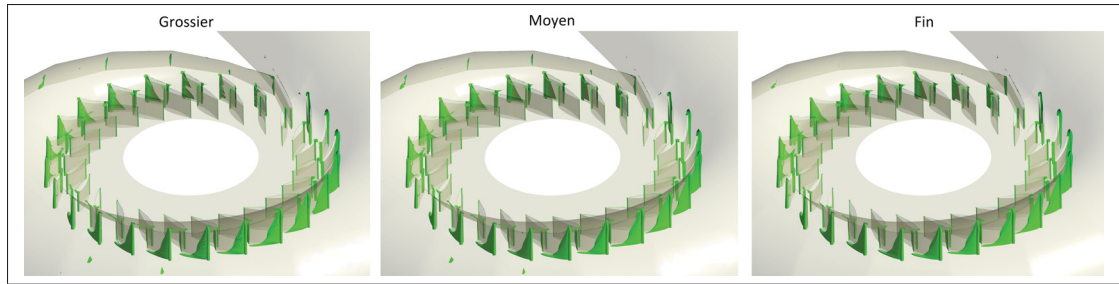


Figure-A IV-9 Zones de recirculation ($V_r = 0$) entre les trois densités de maillage dans la géométrie originale du cas 1 à $\gamma = 37.8^\circ$

simulations de bête avec roue. Ces derniers sont montrés au tableau IV-7 en plus du maillage du sous-domaine de la roue.

Tableau-A IV-7 Maillages utilisés pour les simulations de bête avec roue du cas 1

Géométrie		Originale		Modifiée	
$\gamma[^\circ]$		25	37.8	25	37.8
Bête	10^6	35.6	33.9	25.9	26.4
Roue	10^6	22.6			

Le maillage du sous-domaine de la bête des simulations de turbine complète est identique à celui des simulations de bête avec roue. Le maillage du sous-domaine de la roue est modifié pour retirer le cône d'aspirateur, mais demeure identique mis à part ce changement. Ils sont tous résumés au tableau IV-8, avec l'ajout du maillage fin dans la bête et l'aspirateur et montrés à la figure IV-10.

L'utilisation d'un second maillage de la bête avec spirale avec une diminution de la taille des éléments au distributeur vise à vérifier l'effet du sillage de l'avant-distributeur mieux défini sur la perte de rendement de la roue. Toutefois, selon les résultats, montrés au tableau IV-9, ceux-ci ne modifient pas significativement la perte de rendement et la chute interne dans la roue. Il s'avère donc raisonnable d'affirmer que le maillage de la double-grille influence peu

Tableau-A IV-8 Maillages utilisés pour les simulations
de turbine complète du cas 1

Géométrie	Originale				Modifiée			
$\gamma[^\circ]$	25		37.8		25		37.8	
Maillage	1	2	1	2	1	2	1	2
Bâche 10^6	35.6	39.7	33.9	34.5	25.9	28.2	26.4	29.7
Roue 10^6	22.0							
Aspirateur 10^6	6.7							

les performances de la roue. La réduction de la diffusion numérique des sillages de l'avant-distributeur n'amène pas à l'apparition de nouveaux phénomènes hydrauliques dans la roue. Ceci apparait normal puisque l'effet du maillage sur la modélisation RANS d'un écoulement est la réduction des erreurs numériques. Noter que la variation de la perte de rendement dans l'aspirateur semble davantage due à une durée de simulation insuffisante, comme montrée à la section 6.1.3.1.

Tableau-A IV-9 Coefficient de la perte de rendement en fonction
du maillage dans les simulations de turbine complète du cas 1

Géométrie	Originale				Modifiée			
$\gamma[^\circ]$	25		37.8		25		37.8	
Maillage	1	2	1	2	1	2	1	2
$\frac{\Delta H_{B\acute{a}che}/H_n}{\varphi^2}$	1.66	1.66	1.63	1.67	1.64	1.64	1.64	1.64
$\frac{\Delta H_{AVDs}/H_n}{\varphi^2}$	3.48	3.43	3.43	3.46	1.43	1.40	1.30	1.30
$\frac{\Delta H_{DIRs}/H_n}{\varphi^2}$	4.44	4.38	2.62	2.53	3.25	3.18	1.71	1.67
$\frac{\Delta H_{Roue}/H_n}{\varphi^2}$	5.82	5.88	6.27	6.27	5.44	5.51	7.09	7.27
$H_i[m]$	14.46	14.46	13.32	13.32	13.79	13.79	13.13	13.14
$\frac{\Delta H_{Aspirateur}/H_n}{\varphi^2}$	3.98	2.65	11.58	9.97	3.56	2.71	10.82	10.34
$\frac{\Delta H_{Totale}/H_n}{\varphi^2}$	19.38	18.00	25.53	23.90	15.32	14.44	22.55	22.22

3. Cas 2

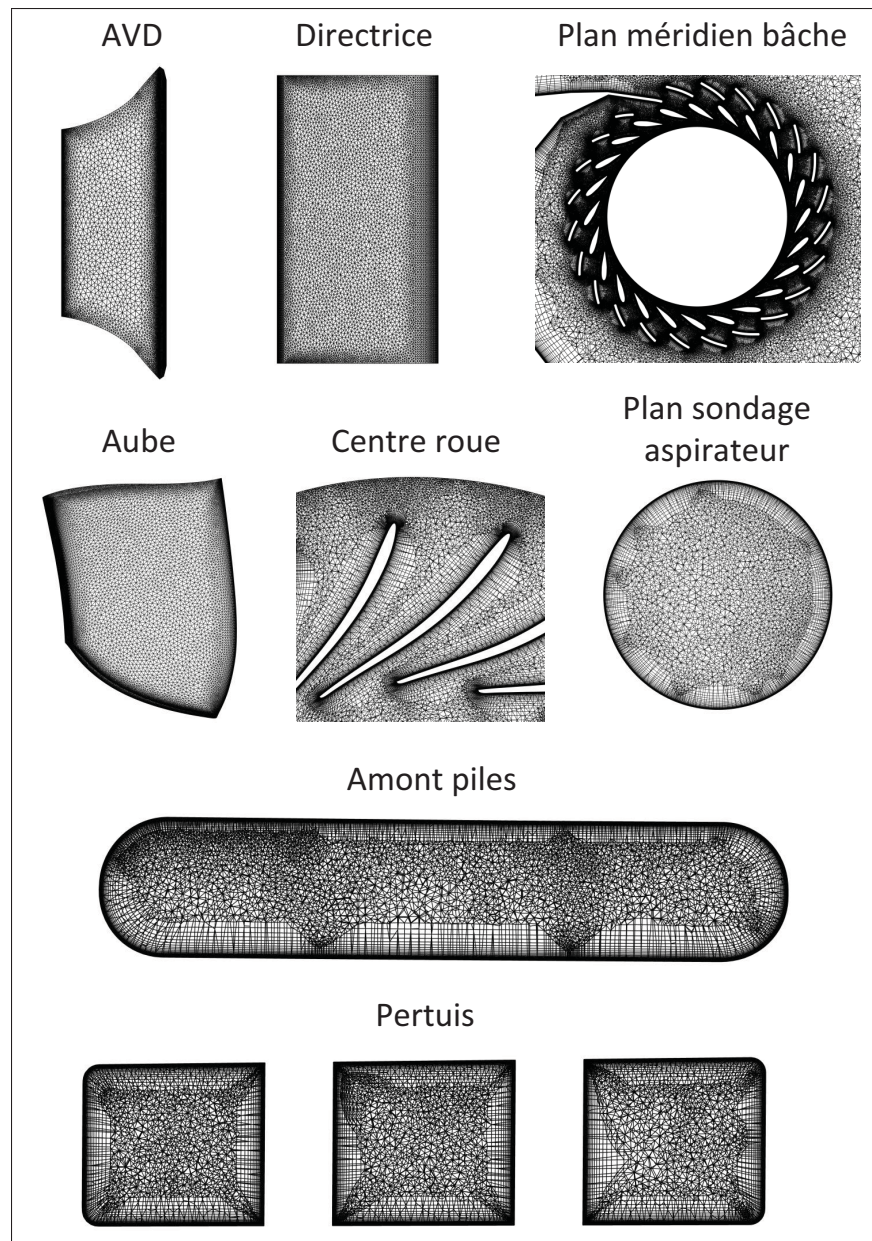


Figure-A IV-10 Maillage fin de la turbine complète originale du cas 1

La conception de ces maillages repose sur l'expérience acquise avec les simulations du cas 1. En raison d'une géométrie d'avant-distributeur différente de celle du cas 1, une étude d'indépendance de maillage est aussi réalisée avec les simulations de bâche seule. Celle-ci varie le nombre d'éléments sur le bord d'attaque des AVDs et dans le volume de la double-grille pour évaluer l'influence du maillage sur le décollement de la couche limite. Les caractéristiques de

ces maillages sont montrées au tableau IV-10. La figure IV-11 montre un exemple de maillage fin dans la géométrie originale du domaine de bache seule.

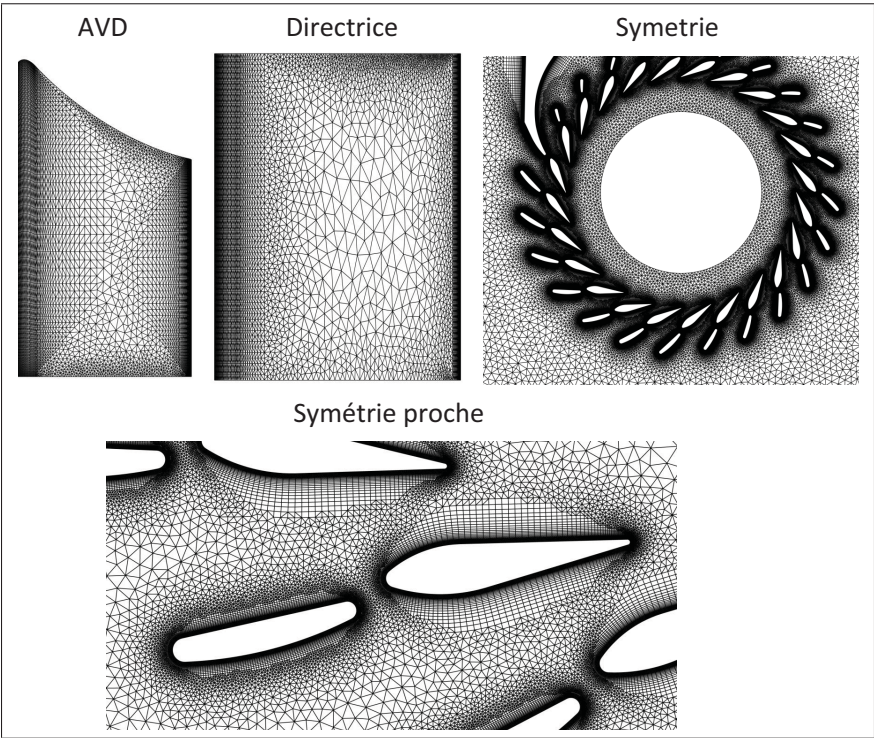


Figure-A IV-11 Maillage pour une simulation de bache seule du cas 2

Tableau-A IV-10 Maillages des simulations de bache seule du cas 2

Géométrie	Originale				Modifiée			
Densité	Grossier	Moyen	Fin	—	Grossier	Moyen	Fin	—
$\gamma[^\circ]$	24			28	24			28
Nœuds $[10^6]$	9.7	16.2	25.7	28.6	10.8	20.9	27.9	26.3

La comparaison de la perte de rendement, tableau IV-11, montre l’atteinte de l’indépendance de maillage dans la géométrie originale. La similitude de l’écoulement à l’axe distributeur, figure IV-12, confirme cette observation. À priori, la faible différence de la perte de rendement entre chaque maillage provient de l’écoulement localement instationnaire dans les zones

de recirculation. Ainsi, il est suffisant de modéliser le décollement de la couche limite pour évaluer précisément la perte de rendement. Enfin, sa faible variation dans la géométrie modifiée, confirmée par l'observation de l'écoulement, figure IV-13, montre également des résultats indépendants du maillage à partir de la densité moyenne.

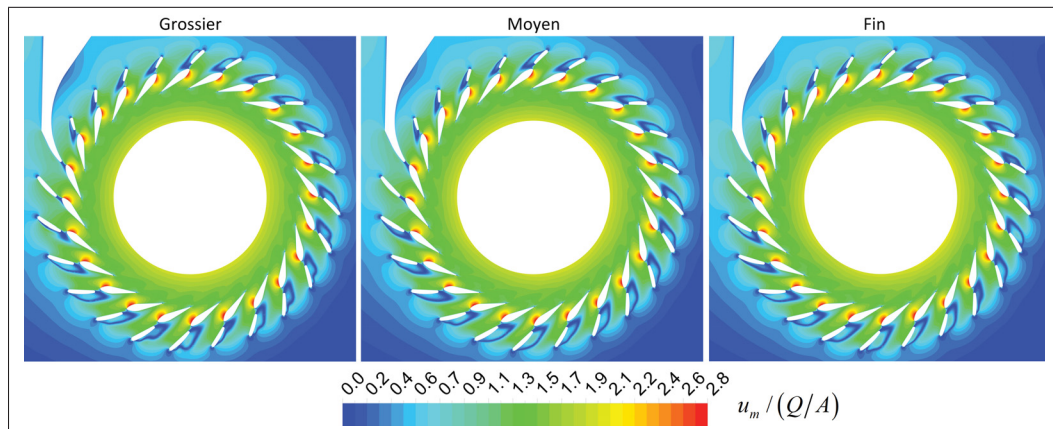


Figure-A IV-12 Champ de vitesse débitante adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale à l'axe distributeur. Comparaison entre trois densités de maillage dans la géométrie originale du cas 2 à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

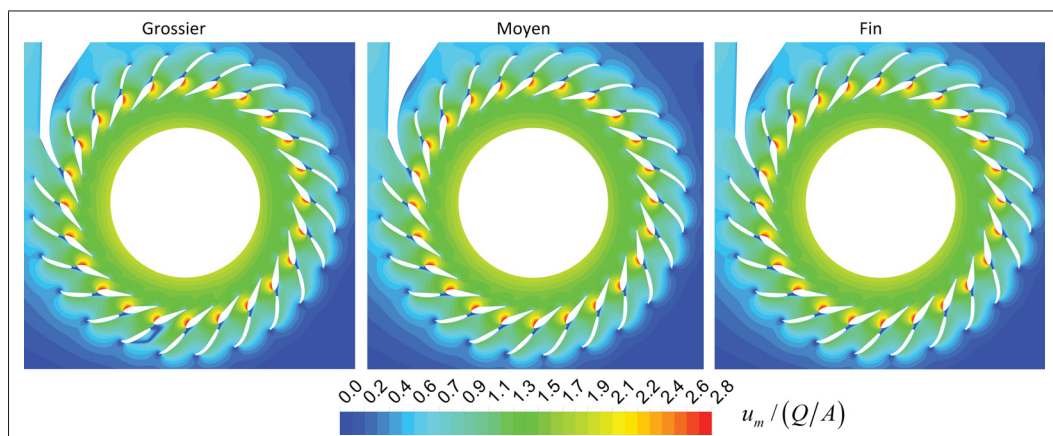


Figure-A IV-13 Champ de vitesse débitante adimensionnalisé par la vitesse débitante moyenne à l'entrée de la bêche spirale à l'axe distributeur. Comparaison entre trois densités de maillage dans la géométrie modifiée du cas 2 à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

Tableau-A IV-11 Coefficient de la perte de rendement évaluée dans les simulations de bâche seule du cas 2 à l'ouverture $\gamma = 24^\circ$

Géométrie	Originale			Modifiée		
Maillage	Grossier	Moyen	Fin	Grossier	Moyen	Fin
$\Delta H_{\text{Bâche}}/H_n/\varphi^2$	0.10	0.09	0.09	0.14	0.13	0.13
$\Delta H_{\text{AVDs}}/H_n/\varphi^2$	0.88	0.90	0.90	0.50	0.47	0.47
$\Delta H_{\text{DIRs}}/H_n/\varphi^2$	2.23	2.22	2.20	2.10	2.06	2.06
$\Delta H_{\text{Totale}}/H_n/\varphi^2$	3.20	3.21	3.20	2.74	2.66	2.66

Le sous-domaine de la bâche des simulations de turbine complète utilise une discrétisation spatiale à mi-chemin entre celles fine et moyenne. Même si la discrétisation spatiale grossière évalue correctement la perte de rendement, il est nécessaire de conserver une taille d'éléments raisonnable à la sortie du distributeur et à l'interface avec la roue. Les maillages des sous-domaines de la roue et de l'aspirateur sont similaires à ceux du premier cas. Les maillages des sous-domaines pour les simulations de turbine complète sont montrés au tableau IV-12.

Tableau-A IV-12 Maillages des simulations de turbine complète du cas 2

Géométrie	Originale		Modifiée	
$\gamma [^\circ]$	24	28	24	28
Bâche $[10^6]$	24.9	23.2	28.5	24.7
Roue $[10^6]$	17.8			
Aspirateur $[10^6]$	5.6			

ANNEXE V

INFLUENCE DE L'ÉCOULEMENT EN ENTRÉE DE LA BÂCHE SPIRALE

Ce chapitre présente l'analyse de l'influence du profil de vitesse et de la turbulence à l'entrée de la bâche sur l'écoulement et la perte de rendement dans la double-grille sous la forme d'une analyse de cas concise. Pour débiter, l'influence du profil de vitesse sur l'écoulement dans la bâche spirale et la double-grille est expliquée. Ensuite, son effet est évalué dans les deux cas étudiés par des simulations de bâche seule puisqu'elles nécessitent des ressources informatiques limitées par rapport à celle de turbine complète. L'influence de la turbulence à l'entrée de la bâche spirale est montrée par la même procédure. Finalement, des recommandations pour le profil de vitesse et l'intensité turbulente à imposer à l'entrée de la bâche spirale sont formulées.

1. Profil de vitesse

La littérature évalue souvent l'influence du profil de vitesse imposé à l'entrée de la bâche spirale. Plusieurs auteurs imposent simplement un profil de vitesse uniforme avec une condition de débit à l'entrée de la bâche spirale. Seul Carija et Mrsa (2003) imposent un profil de vitesse développé à l'entrée de la bâche spirale. Un intérêt dirigé vers l'étude des écoulements dans la roue et l'aspirateur, en absence de séparation de l'écoulement dans la double-grille des turbines modernes, justifie ce choix. De fait, la perte de rendement dans la double-grille varie uniquement en fonction de l'ouverture des directrices et le débit ne modifie pas l'écoulement à l'avant-distributeur. La problématique de réhabilitation, de ce projet de recherche, justifie l'étude de l'influence du profil de vitesse puisque l'avant-distributeur de la géométrie originale est sensible au décollement de la couche limite en raison d'un important défaut d'incidence avec l'écoulement.

Le montage d'essai modèle impose un profil de vitesse partiellement développé puisqu'une conduite droite d'environ $10D_{\text{Entrée bâche}}$ est installée à l'entrée de la bâche spirale. Une conduite de $50D_{\text{Entrée bâche}}$ serait nécessaire pour obtenir un écoulement entièrement développé selon le nombre de Reynolds (White, 2011). Une conduite de cette longueur est difficile à modéliser

dans les simulations numériques pour des considérations de ressources informatiques. Il en est de même pour la conduite d'une longueur de $10D_{\text{Entrée bâche}}$. Il s'avère intéressant de vérifier l'influence du profil de vitesse à l'entrée de la bâche spirale sur l'écoulement et la perte de rendement dans la double-grille et d'évaluer si un profil de vitesse analytique peut se substituer à une extension. Trois profils de vitesse sont comparés ; un profil analytique d'un écoulement turbulent totalement développé, un profil uniforme et une extension $5D_{\text{Entrée bâche}}$. Ce dernier est recommandé en industrie pour les simulations de bâche avec double-grille et développe partiellement l'écoulement en comparaison au profil de vitesse analytique, figure V-1. Le profil de vitesse analytique reproduit l'écoulement turbulent développé par une conduite de $50D_{\text{Entrée bâche}}$.

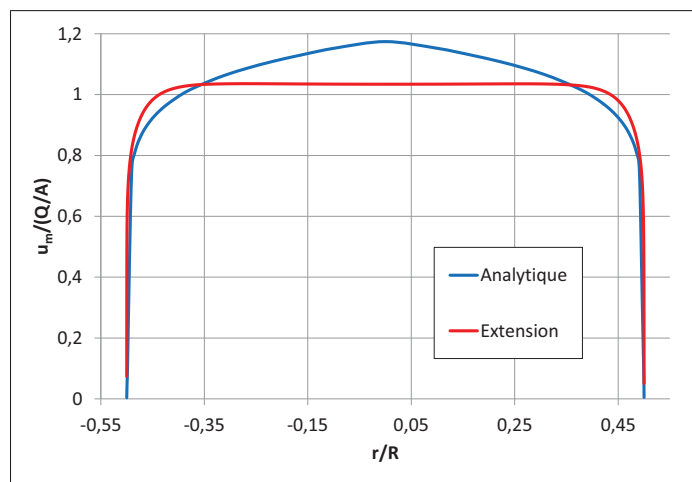


Figure-A V-1 Profils de vitesse analytique et obtenu par une extension de longueur $5D_{\text{Entrée bâche}}$ à entrée de la bâche spirale

Le profil de vitesse à l'entrée de la bâche spirale influence la distribution verticale de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur par son effet sur les écoulements secondaires. Ceux-ci augmentent la vitesse débitante près des flasques et la réduit à l'axe distributeur. Par conséquent, l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur est d'avantage tangentiel au plan distributeur et plus radial aux flasques. La figure V-2 montre la variation verticale de

l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur en fonction de l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale.

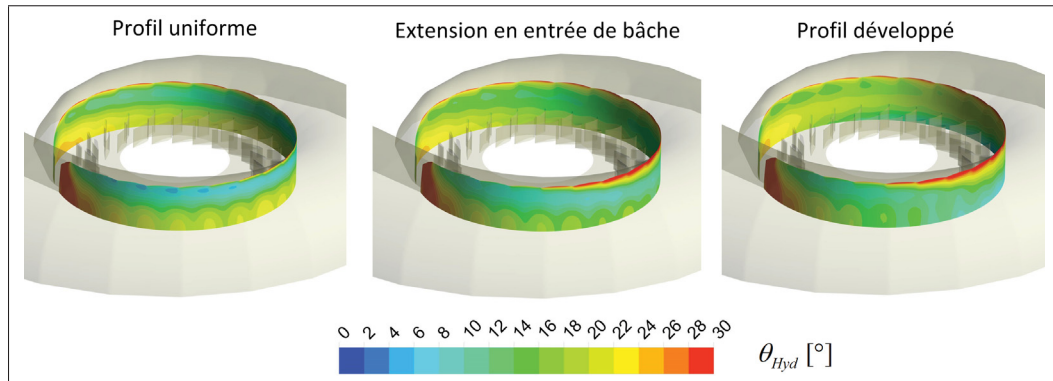


Figure-A V-2 Angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur en fonction du profil de vitesse

Cas 1

La modification du gradient vertical de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur change considérablement la position des zones de recirculation dans le cas 1. La figure V-3 montre que celles-ci sont davantage positionnées à l'axe distributeur avec les écoulements développés. Entre l'extension et le profil de vitesse développé, peu de différences sont visibles sur les zones de recirculation. Ceci est intéressant puisqu'il est nécessaire au minimum d'imposer un écoulement partiellement développé pour obtenir une forme stable des zones de recirculation. Ceci réduit l'influence de l'absence d'informations précise sur type d'écoulement à l'entrée de la bêche spirale puisque celui-ci est à tout du moins partiellement développé. La visualisation de la vitesse débitante à l'axe distributeur, figure V-4, confirme cette observation.

Selon le tableau V-1, malgré que les zones de recirculation soient différentes, la réduction de la perte de rendement dans la double-grille, mesurée par ces écoulements à l'entrée de la bêche spirale, est très similaire. Ainsi, dans le cas 1, pour évaluer seulement la réduction de la perte de rendement dans la double-grille, l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale est peu influent.

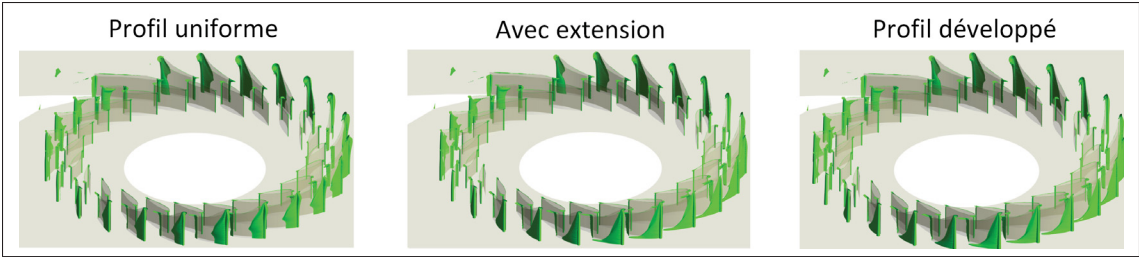


Figure-A V-3 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille du cas 1 en fonction du profil de vitesse dans la géométrie originale

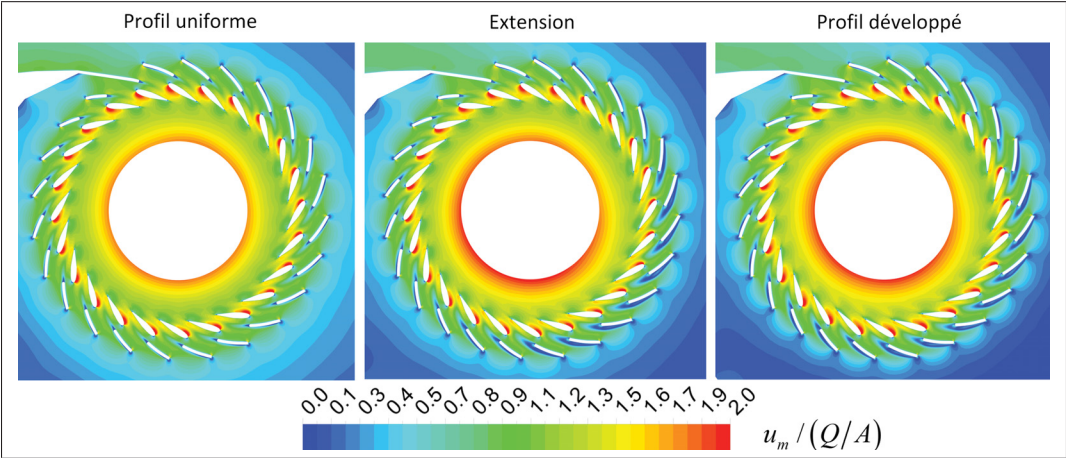


Figure-A V-4 Vitesse débitante à l'axe distributeur du cas 1 en fonction du profil de vitesse imposée à l'entrée de la bache spirale

Cas 2

Tableau-A V-1 Réduction du coefficient de la perte de rendement dans la géométrie originale et modifiée du cas 1 en fonction du profil de vitesse

Écoulement	Uniforme	Extension	Développé
$\delta \left(\Delta H_{\text{Bâche}} / H_n / \varphi^2 \right)$	0.03	0.02	0.03
$\delta \left(\Delta H_{\text{AVDs}} / H_n / \varphi^2 \right)$	2.16	2.22	2.38
$\delta \left(\Delta H_{\text{DIRs}} / H_n / \varphi^2 \right)$	1.15	1.19	0.90
$\delta \left(\Delta H_{\text{Totale}} / H_n / \varphi^2 \right)$	3.35	3.43	3.30

Dans le cas 2, l'influence de l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale sur le décollement de la couche limite et les zones de recirculations est beaucoup moins importante. Toutefois, similaire au cas 1, selon la figure V-5, on observe une tendance d'un développement plus importante des zones de recirculation à l'axe distributeur avec les écoulements développés. À la figure V-6, la visualisation des contours de vitesse au plan distributeur confirme cette tendance.

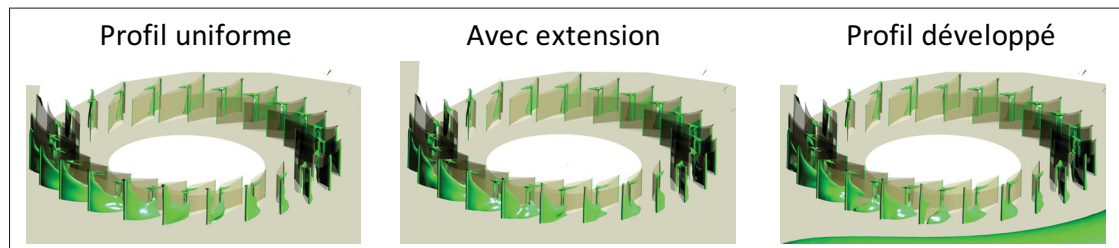


Figure-A V-5 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille du cas 2 en fonction du profil de vitesse dans la géométrie originale

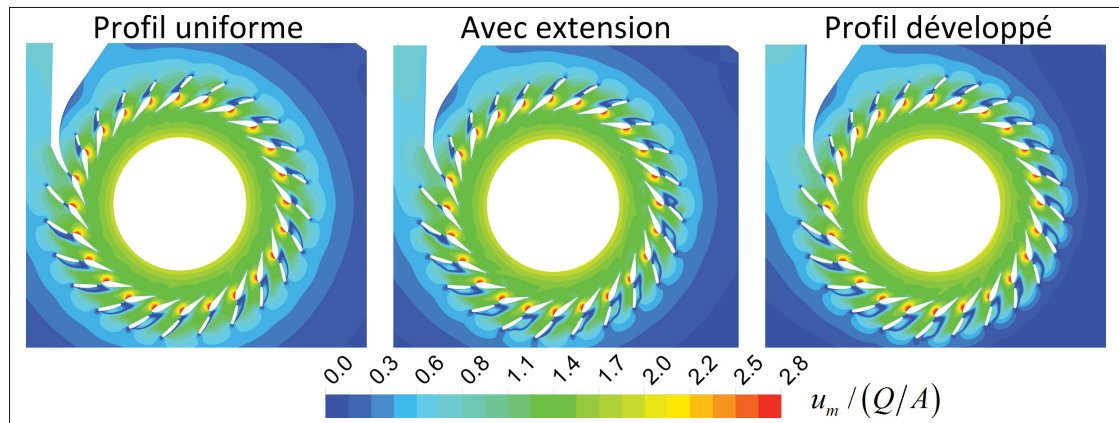


Figure-A V-6 Vitesse débitante à l'axe distributeur du cas 1 en fonction du profil de vitesse imposée à l'entrée de la bêche spirale

En raison de la faible différence des zones de recirculation, la réduction de la perte de rendement mesurée par chaque écoulement à l'entrée de la bêche spirale s'avère très similaire, selon les résultats présentés au tableau V-2. À priori, les petites différences proviennent surtout de l'écoulement localement instationnaire dans les zones de recirculation.

Tableau-A V-2 Réduction du coefficient de
la perte de rendement dans la
géométrie originale et modifiée du cas 2
en fonction du profil de vitesse

Écoulement	Uniforme	Extension	Développé
$\delta \left(\Delta H_{\text{Bâche}} / H_n / \varphi^2 \right)$	0.00	-0.03	-0.04
$\delta \left(\Delta H_{\text{AVDs}} / H_n / \varphi^2 \right)$	0.48	0.56	0.44
$\delta \left(\Delta H_{\text{DIRs}} / H_n / \varphi^2 \right)$	0.14	0.19	0.14
$\delta \left(\Delta H_{\text{Totale}} / H_n / \varphi^2 \right)$	0.63	0.72	0.54

Dans les deux cas étudiées, il est inintéressant d'approfondir d'avantage sur l'écoulement et la perte de rendement dans la géométrie modifiée. En absence de décollement de la couche limite dans celle-ci, l'écoulement n'est pas significativement influencé par la variation de l'angle hydraulique à l'entrée de l'avant-distributeur.

2. Conditions de turbulence

La modélisation avec les équations RANS d'un écoulement et les modèles de turbulence à deux équations nécessite d'imposer une énergie cinétique turbulente et dissipation turbulente à l'entrée du domaine de simulation. Ces variables sont souvent difficiles à évaluer expérimentalement et tout simplement inconnues pour les cas étudiés. ANSYS CFX propose d'imposer l'intensité turbulente¹ I et la longueur turbulente l_T . Celles-ci possèdent l'avantage d'être une représentation physique aisée à comprendre et à estimer. ANSYS CFX évalue avec ces variables, l'énergie cinétique turbulente, équation A V-1, et la dissipation turbulente, équation A V-2.

$$k = \frac{3}{2} I^2 U^2 \quad (\text{A V-1})$$

1. ANSYS CFX définit l'intensité turbulente comme le ratio entre la composante fluctuante et moyenne d'un écoulement : $I = \frac{u_i}{U_i}$

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_T} \quad (\text{A V-2})$$

Il est intéressant de relier ces variables à la viscosité turbulente, équation A V-3, pour comprendre leur influence dans l'écoulement turbulent. Ainsi, l'intensité turbulente favorise le transport de la quantité de mouvement par les fluctuations turbulentes tandis que la longueur turbulente diminue l'apport de celle-ci à l'écoulement par leur influence sur la viscosité turbulente.

$$\mu_T = \frac{\rho l_T C_\mu}{\sqrt{3/2}IU} \quad (\text{A V-3})$$

Par exemple, l'augmentation de l'intensité turbulente favorise la dissipation du sillage de l'avant-distributeur en sortie de distributeur puisque les fluctuations turbulentes uniformisent les gradients de vitesse, figure V-7.

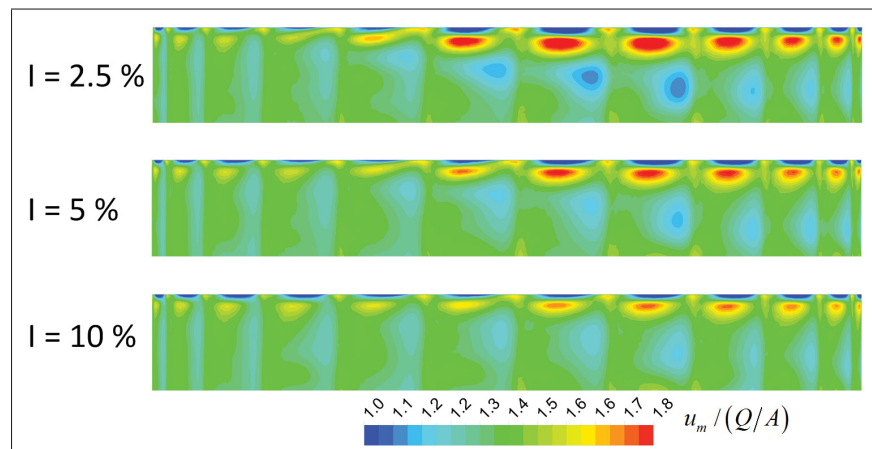


Figure-A V-7 Vitesse débitante en sortie du distributeur en fonction de l'intensité turbulente imposée à l'entrée de la bache spirale

Trois intensités turbulentes (2.5 %, 5 % et 10 %) sont évaluées les géométries des deux cas étudiés afin de quantifier leur influence sur le décollement de la couche limite et la perte de rendement. Qualitativement, il s'agit d'une faible, moyenne et grande intensité turbulente.

Cas 1

Au cas 1, une grande intensité turbulente diminue la taille des zones de recirculation. La visualisation des zones de recirculation, à la figure V-8, montre que celles-ci se referment plus rapidement au plan distributeur. Également, la vitesse débitante au plan distributeur, figure V-9, montre que l'épaisseur des zones de recirculation diminue en fonction de l'intensité turbulente. Ceci est normal puisqu'une grande intensité turbulente augmente le transport de la quantité de mouvement dans l'écoulement, donc son uniformisation.

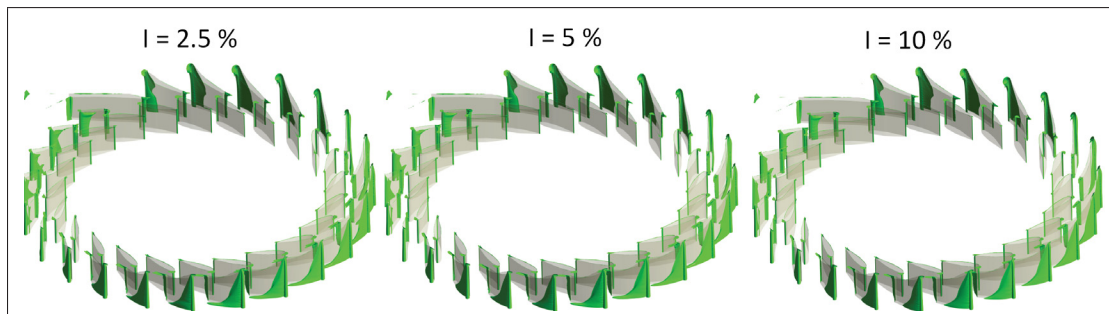


Figure-A V-8 Zones de recirculation ($V_r = 0$) dans la double-grille du cas 1 en fonction de l'intensité turbulente

Par conséquent, la réduction de la perte de rendement dans la double-grille respecte cette tendance selon les résultats compilés au tableau V-3. On constate que la réduction de la perte de rendement aux directrices diminue en fonction de l'accroissement de l'intensité turbulente à l'entrée de la bêche spirale. Cette zone est influencée par la fermeture plus rapide des zones de recirculation puisque le sillage de l'avant-distributeur est moins important à cet endroit.

Cas 2

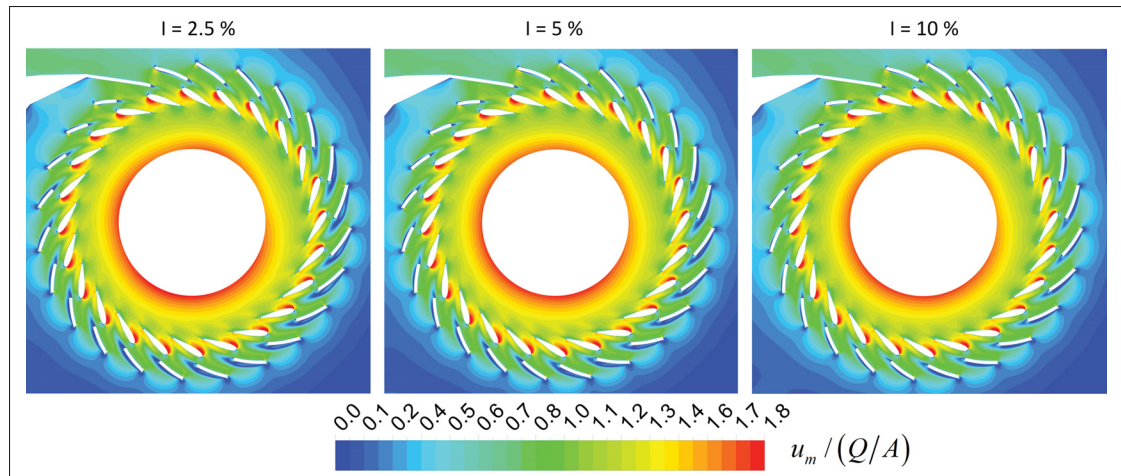


Figure-A V-9 Vitesse débitante à l'axe distributeur du cas 1 en fonction de l'intensité turbulente imposée à l'entrée de la bêche spirale

Tableau-A V-3 Réduction du coefficient de la perte de rendement mesurée dans les simulations de bêche seule du cas 1 en fonction de l'intensité turbulente

Intensité turbulente [%]	2.5	5	10
$\delta (\Delta H_{\text{Bêche}}/H_n/\varphi^2)$	-0.02	0.03	0.04
$\delta (\Delta H_{\text{AVDs}}/H_n/\varphi^2)$	2.22	2.38	2.10
$\delta (\Delta H_{\text{DIRs}}/H_n/\varphi^2)$	1.22	0.90	1.05
$\delta (\Delta H_{\text{Totale}}/H_n/\varphi^2)$	3.42	3.30	3.19

Au cas 2, la figure V-10 montre la faible influence de l'intensité turbulente sur le décollement de la couche limite et la zone de recirculation à l'avant-distributeur de la géométrie originale. Encore une fois, les faibles différences proviennent de l'écoulement localement instationnaire dans les zones de recirculation. L'évaluation de la réduction de la perte de rendement dans la double-grille, au tableau V-4, montre, tout comme le cas 1, que celle-ci diminue avec l'augmentation de l'intensité turbulente. Cependant, cette variation est très faible et est sujette à l'incertitude numérique des simulations.

3. Recommandations

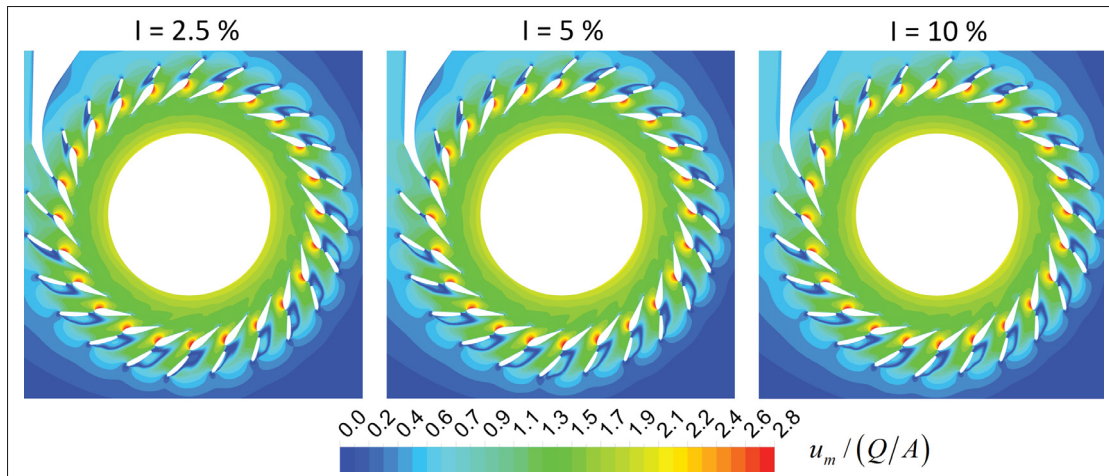


Figure-A V-10 Vitesse débitante au plan méridien en fonction de l'intensité turbulente

Tableau-A V-4 Réduction du coefficient de la perte de rendement mesurée dans les simulations de bêche seule du cas 2 en fonction de l'intensité turbulente

Intensité turbulente [%]	2.5	5	10
$\delta (\Delta H_{\text{Bêche}} / H_n / \varphi^2)$	-0.04	-0.04	-0.03
$\delta (\Delta H_{\text{AVDs}} / H_n / \varphi^2)$	0.45	0.44	0.39
$\delta (\Delta H_{\text{DIRs}} / H_n / \varphi^2)$	0.17	0.14	0.14
$\delta (\Delta H_{\text{Totale}} / H_n / \varphi^2)$	0.58	0.54	0.49

L'observation de l'écoulement dans la géométrie originale et la réduction de la perte de rendement par sa modification à l'avant-distributeur en fonction de l'écoulement et de l'intensité turbulente à l'entrée de la bêche spirale permet de poser quelques recommandations. En premier, l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale influence très peu l'évaluation de la réduction de la perte de rendement dans la double-grille même si la position et la forme des zones de recirculation dans la géométrie originale est modifiée. Toutefois, il est intéressant de constater que la forme des zones de recirculation dans la géométrie originale demeure sensiblement la même avec les écoulements développés à l'entrée de la bêche spirale. De fait, si l'écoulement à l'entrée de la bêche spirale du montage d'essais modèles est au moins partiellement développé,

il n'est pas nécessaire de connaître exactement son profil de vitesse exact puisque celui-ci influence peu l'écoulement et la réduction de la perte de rendement dans la double-grille. Ainsi, il revient au lecteur de choisir la méthode qui permet d'imposer un écoulement qui sera au minimum partiellement développé. À ce sujet, sans que des extensions plus courtes soient évaluées, il apparaît juste de proposer une extension d'une longueur minimale de $5D_{\text{Entrée bâche}}$. En effet, selon la figure V-1, cette longueur d'extension développe que très partiellement l'écoulement à l'entrée de la bâche spirale. Dans le cas présent, il est intéressant d'utiliser un profil de vitesse développé à l'entrée de la bâche spirale puisqu'il n'est pas nécessaire d'utiliser d'extension. Ceci offre l'avantage de réduire la taille des maillages des simulations de turbine complète.

L'influence de l'intensité turbulente sur l'écoulement et la perte de rendement dans la double-grille est également peu importante tout comme celle de l'écoulement à l'entrée de la bâche spirale. Si celle-ci réduit la taille des zones de recirculation à l'avant-distributeur de la géométrie originale du cas 1, son effet sur la réduction de la perte de rendement est mitigé. Dans le cas 2, son effet est quasi absent sur la réduction de la perte de rendement et l'importante taille des zones de recirculation ne permet pas de discerner de différence sur l'écoulement. Pour ces raisons, une valeur de 5% d'intensité turbulente à l'entrée de la bâche spirale semble raisonnable. En effet, l'intensité turbulente dans une conduite circulaire sans perturbation est d'environ 3.7%. Dans le montage des essais modèles, l'intensité turbulente s'approche probablement de 5% puisque celui-ci comporte plusieurs coudes.

ANNEXE VI

PROFIL DE VITESSE ANALYTIQUE D'UN ÉCOULEMENT TURBULENT DÉVELOPPÉ DANS UNE CONDUITE CIRCULAIRE

Cette annexe développe le profil de vitesse basé sur la loi empirique *Power-law velocity profile* d'un écoulement turbulent dans une conduite circulaire présentée par R. Munson *et al.* (2009). La *Power-law* pose la relation A VI-1 entre la vitesse axiale U , la vitesse au centre de la conduite V_c , la vitesse moyenne V et un coefficient n , fonction du nombre de Reynolds :

$$\frac{U}{V_c} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (\text{A VI-1})$$

Début l'intégration de l'équation A VI-1 sur le rayon pour obtenir le débit dans la conduite comme suit :

$$Q = AV = \int U dr = \int_{r=0}^{r=R} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} 2\pi r dr \quad (\text{A VI-2})$$

$$Q = 2\pi R^2 V_c \frac{n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (\text{A VI-3})$$

Avec la formulation du débit dans une conduite, V_c est isolé pour obtenir l'équation A VI-5.

$$Q = \pi R^2 V \quad (\text{A VI-4})$$

$$V_c = \left(\frac{(n+1)(2n+1)}{n^2} \right) V \quad (\text{A VI-5})$$

De même avec la relation de départ :

$$V_c = \frac{U}{\left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n}} \quad (\text{A VI-6})$$

L'élimination de V_c de ces deux équations détermine l'équation A VI-7 de la vitesse axiale en fonction du rayon et de la vitesse débitante dans une conduite

$$U = \left(\frac{(n+1)(2n+1) \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n}}{2n^2} \right) V \quad (\text{A VI-7})$$

ANNEXE VII

SCHÉMAS DES SURFACES ET DES PRISES DE PRESSION

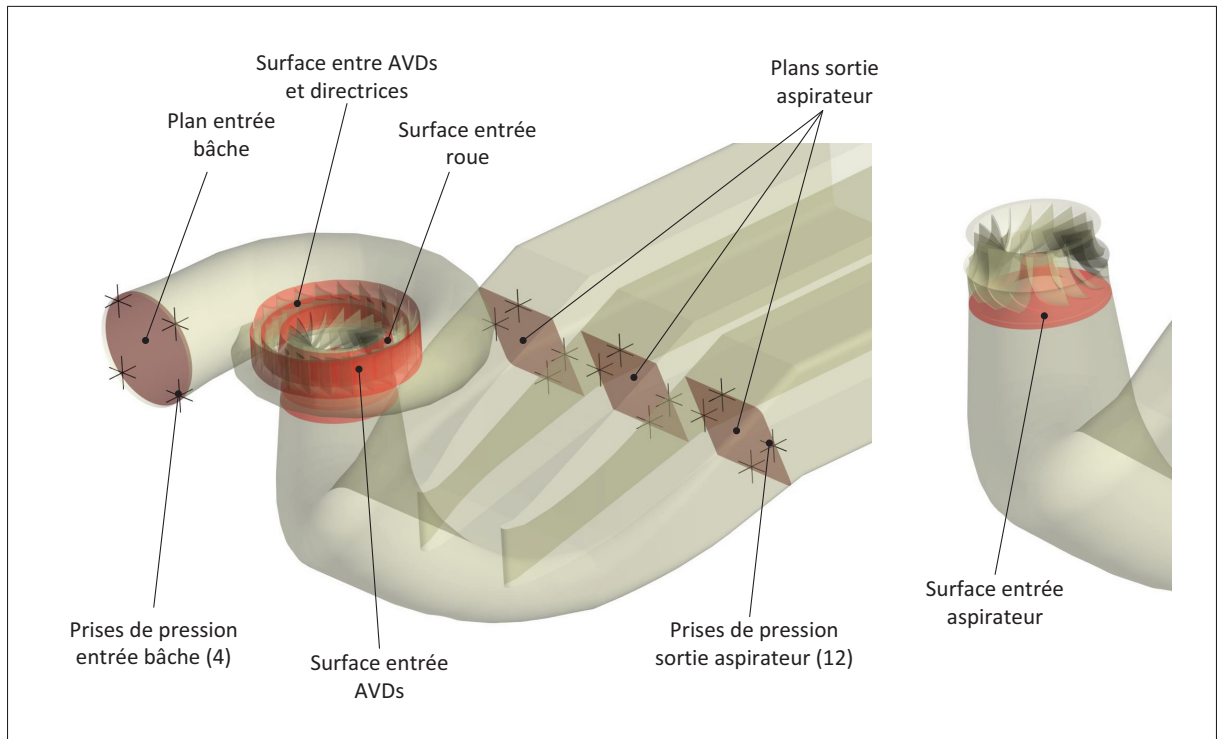


Figure-A VII-1 Schéma de la position des surfaces et des prises de pression dans un domaine de simulation de turbine complète

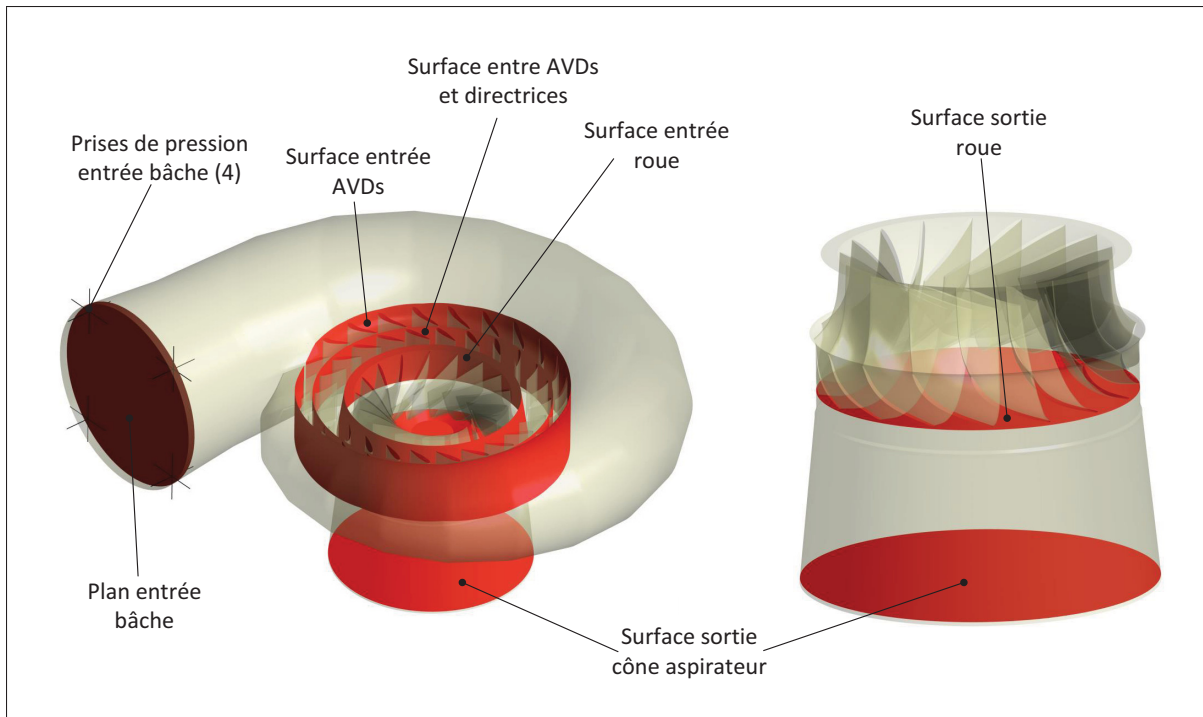


Figure-A VII-2 Schéma de la position des surfaces et des prises de pression dans un domaine de simulation de bâche avec roue

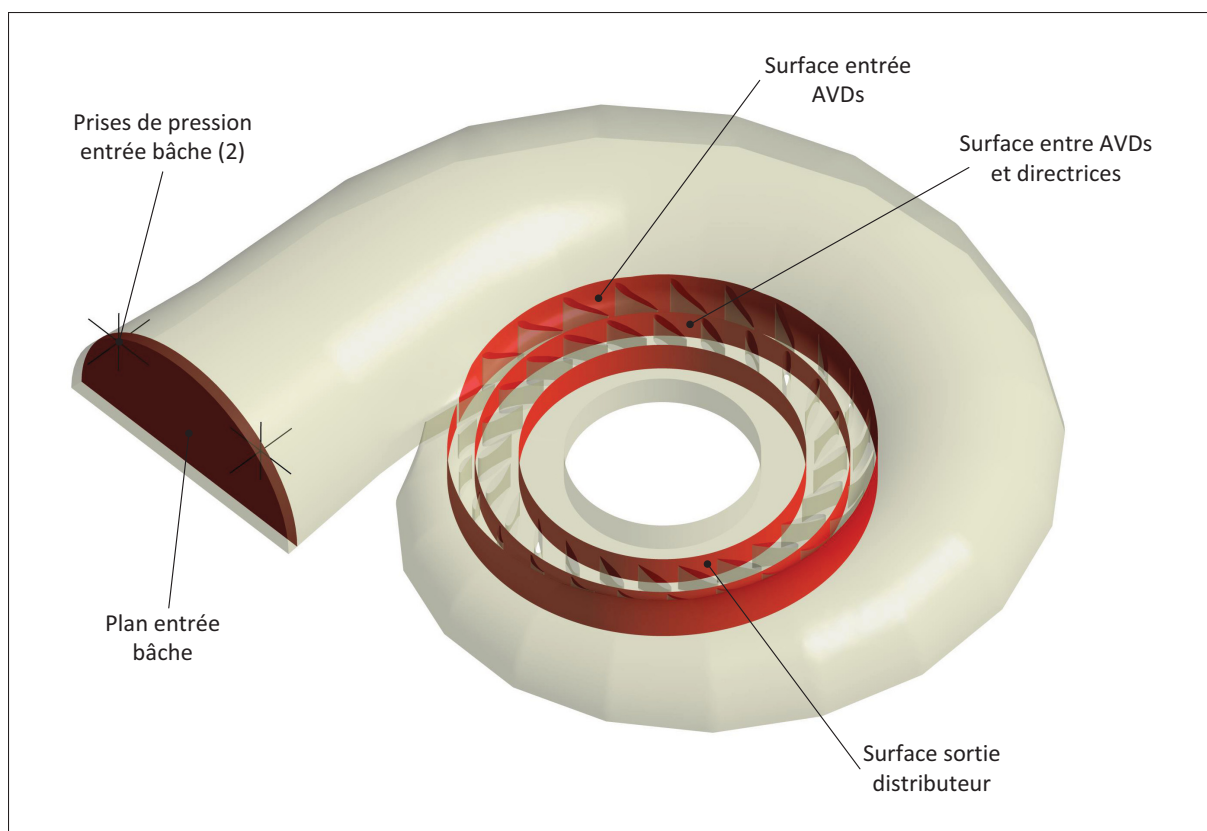


Figure-A VII-3 Schéma de la position des surfaces et des prises de pression dans le domaine de simulation de bâche seule

ANNEXE VIII

COMPARISON BETWEEN STRUCTURED HEXAHEDRAL AND HYBRID TETRAHEDRAL MESHES GENERATED BY COMMERCIAL SOFTWARE FOR CFD HYDRAULIC TURBINE ANALYSIS

Philippe Martineau Rousseau¹ , Azzeddine Soulaïmani¹ , Michel Sabourin² ,

¹ Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure,
1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

² Centre de Technologie Mondial en Hydroélectricité Durable, Alstom Énergie & Transport
Canada Inc.,
Sorel-Tracy, Qc, Canada J3R 5P9

Article de conférence présenté à la 21^e Conférence Annuelle de la Société Canadienne de
CFD en mai 2013.

Comparison between structured hexahedral and hybrid tetrahedral meshes generated by commercial software for CFD hydraulic turbine analysis

Philippe Martineau Rousseau¹, Azzeddine Soulaïmani¹ and Michel Sabourin²

¹ *Département de génie mécanique,
École de technologie supérieure, Montréal, QC, Canada H3C 1K3*

² *Centre de Technologie Mondial en Hydroélectricité Durable,
Alstom Énergie & Transport Canada Inc.,
Sorel-Tracy, QC, Canada J3R 5P9*

Email: philippe.martineau-rousseau.1@ens.etsmtl.ca

ABSTRACT

Reducing meshing time and improving hybrid tetrahedral meshes are desired goals in hydraulic turbine analysis. This paper compares two different meshing methodologies in an industrial application of Francis hydraulic turbines. The first meshing methodology is a structured hexahedral mesh designed by ANSYS ICEM CFD 13.0 [1] and the second is a hybrid tetrahedral mesh developed by Pointwise 17.0 R1 [2]. This software promises to reduce meshing time in comparison to hexahedral structured mesh as well as greatly improve hybrid tetrahedral meshing. Two different spiral case geometries of the same hydraulic turbine are used for the comparison. The features of these geometries are explained, especially in terms of understanding the challenges posed by their meshing. The meshing methodologies and the advantages and disadvantages in the application of these meshes to these geometries are then explained in detail. The numerical method for the flow calculation and the boundary conditions used to obtain the results are shown. The total head loss and the meridian velocity at the symmetrical plane are used to show similarities between the two meshing methodologies. An investigation of the small differences between the results is made, utilizing the velocity and total pressure contours. These analyses indicate that these two meshing methodologies achieve equivalent results for both spiral case geometries.

1. INTRODUCTION

The use of computational fluid dynamics (CFD) in industry must respect certain specific features. In particular, CFD analysis software must be accurate, user-friendly and applicable to a wide range of situations. Analysis of any geometry with CFD tools usually starts with its spatial discretization. The validity and accuracy of the results obtained by CFD analysis are usually highly dependent on the mesh quality. Two types of mesh are commonly used in

the industry, and are often opposed in the field of CFD; structured hexahedral and hybrid tetrahedral.

This paper compares the CFD results obtained by using these two types of meshes for two Francis hydraulic turbine geometries. These geometries are very complex and provide a challenging industrial test case for the design of a structured hexahedral mesh. In addition, the flow field has several recirculation zones and large wakes that require accurate mesh resolution. The structured hexahedral meshes are designed with ANSYS ICEM CFD 13.0 [1] and the hybrid tetrahedral meshes are obtained with Pointwise 17.0 R1 [2].

An overview of the mesh-modeling software is presented first, along with the problem description, followed by a detailed explanation of the turbine geometries. The advantages, drawbacks and difficulties faced in the process of meshing these geometries are stated. In section 6, the CFD results obtained for each mesh and geometry are evaluated in terms of total head loss and via the meridian velocity profiles. The paper ends with some particular observations of the relative advantages and disadvantages of each of these meshes and a general conclusion on their use.

2. PROBLEM DESCRIPTION

Structured hexahedral meshes are usually used to produce more accurate predictions of head losses for internal flows or of the drag force for external flows. The quality of their elements and their improved control over their distribution in the computational domain are the main factors that make them more appealing than tetrahedral meshes. However, designing a hexahedral mesh with a good level of quality for complex geometry requires a considerable time investment, very often from a few days to a few weeks. In addition, it is sometimes impossible to obtain a mesh of acceptable quality for very complex geometries.

Unstructured tetrahedral meshes are preferred for their ability to quickly mesh complex geometries. However, the addition of structured elements in boundary layers is necessary to improve energy loss prediction. As a result, hybrid tetrahedral meshes are widely used in aerospace and hydraulic turbomachines. The ANSYS ICEM CFD software has been used in that area for over two decades in the industry. From our experience, we observe that the hybrid tetrahedral mesh produced by ANSYS ICEM CFD often has problems in the transition between the boundary layer structured elements and the neighboring unstructured ones. The too-rapid increase of volume elements, as illustrated in Figure 1, is often the source of inaccuracies and convergence problems. Other problems inherent to tetrahedral elements are the inappropriate spatial discretization of trailing and leading edges, which are also the cause of inaccuracy in the determination of the energy loss.

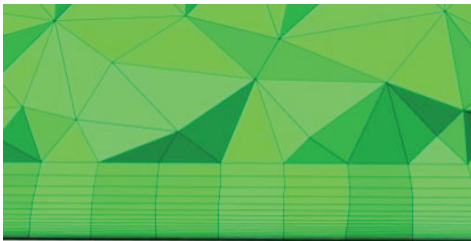


Figure 1 : *Example of problematic transition between the boundary layer elements and volume elements in ICEM CFD*

Pointwise 17.0 R1 overcomes several of the shortcomings of hybrid tetrahedral mesh experienced with ANSYS ICEM CFD 13.0 [3]. It is therefore proposed to use this software and its capabilities to quickly design meshes. The CFDs results of these meshes should be very similar to those of a structured hexahedral mesh. Pointwise offers the following benefits to improve the mesh and to reduce the meshing time turn around:

- Orders the tetrahedral elements of sharp surfaces such as leading and trailing edges;
- Provides tools for advanced control surface meshing;
- Assures a smooth transition between prismatic boundary layer elements and volume elements;
- Provides tools to reduce the meshing turn-around time; and
- Easy, rapid learning process for those familiar with other software.

Two examples of Pointwise hybrid tetrahedral meshes are Figure 2, a mesh of the leading edge of a wicket gate and Figure 3, the transition between prismatic and volume elements in a boundary area mesh.

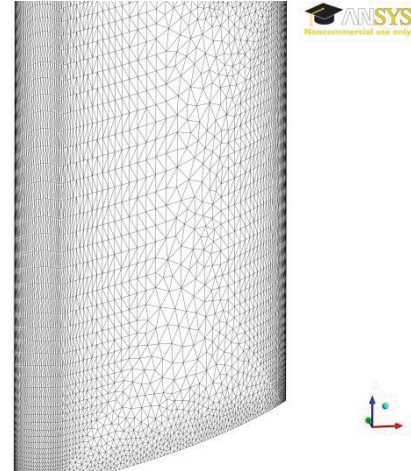


Figure 2 : *Tetrahedral-ordered mesh by Pointwise on a leading edge*

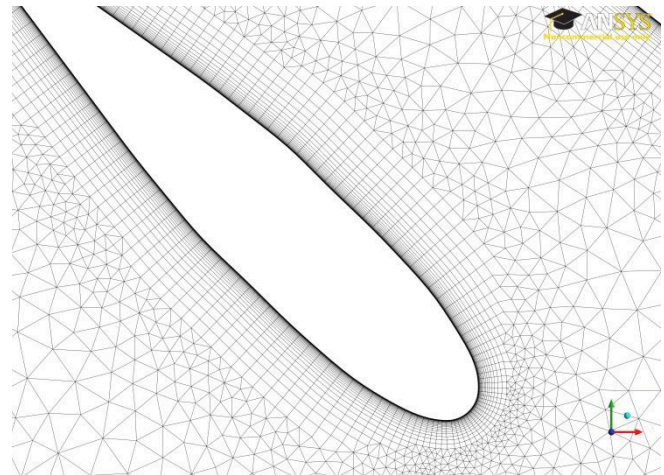


Figure 3 : *Mesh transition between prismatic and volume elements in a boundary layer mesh*

3. GEOMETRIES USED

A turbine spiral case is the component before the runner of a Francis hydraulic turbine. More specifically, it begins after the penstock and ends at the runner's entrance, and it also includes the stay vanes and the wicket gates. Figure 4 shows a half domain used for the calculation of a spiral case.



Figure 4 : *Example of a hydraulic turbine spiral case (half domain)*

The primary function of the spiral casing is to rotate the flow and distribute it equally to the runner [4]. The stay vanes and mostly the wicket gates induce a direction to the flow at the entrance of the runner. Ideally these functions are carried out with minimum head loss and evenly within each stay vane and wicket gate channel. For example, the effect of recirculation zones at the stay vanes could affect the distribution and direction of the flow at the runner. The behavior of the runner as well as of the draft tube could thus be affected.

In this paper, we consider two spiral case geometries of the same hydraulic turbine and these are scaled at small model dimensions. Each spiral case has 24 stay vanes and wicket gates. Five different models of stay vanes are utilized in each spiral case. These models are characterized by their different cord lengths, which decrease from the entrance to the end of the spiral case. The wicket gates are identical within the same spiral case.

The difference between the two spiral cases lies with the stay vanes and the wicket gates. The stay vane leading edge incidence angle of the geometry B is better aligned with the flow and rounded. The trailing edges of the stay vanes and wicket gates are tapered. Figure 5 shows the differences between the two geometries with the same model of stay vanes and wicket gates.

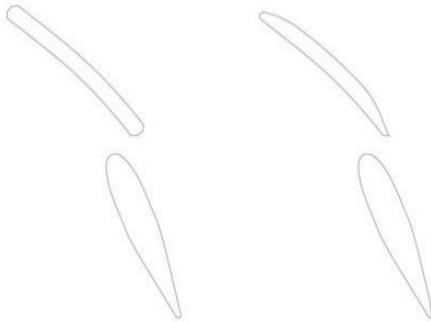


Figure 5 : *Geometry of the stay vanes and wicket gates, Left: geometry A, Right: geometry B*

These changes improve the flow in the geometry B by reducing the separation on the upper surface of the stay vanes. This greatly eliminates the recirculation zones. Replacement of the chamfer by a rounded leading edge on the stay vanes and refinement of the trailing edge of the wicket gates also decrease wakes in the flow. The flow is generally more uniform in the geometry B. The total head loss through the spiral case is also greatly reduced.

The complexity of the flow and the different models of stay vane in the spiral case prevent any periodic simplification of the computational domain. However, it is simplified symmetrically in the horizontal plane. The absence of the runner after the exit of the spiral case allows this simplification. The computation domain of the geometry A is shown in Figure 4. The exit of the spiral case is far from the trailing edge of the wicket gates to reduce the effect of the outflow condition on the flow.

4. MESH DESCRIPTION

Some statistics of the meshes used in CFD are shown in Table 1 and 2. Three different mesh densities are used for the geometry A; coarse (C), medium (M) and fine (F). The geometry B used two meshes; coarse (C) and medium (M). The increase in the density of elements on the surface profiles and walls of the spiral case is the main difference between each mesh. The thickness of the first element on the wall is the same for all meshes. It is selected to achieve a Y^+ of less than 5, and averages close to 2. This value is a compromise with respect to the size of the mesh. In contrast to external flows, the internal flow contains several solid walls. Obtaining a Y^+ close to one would be ideal, but it was impossible to achieve with our available computing resources.

Table 1 : *Structured hexahedral meshes comparing hybrid and tetrahedral methods for the geometry A*

	Mesh	Points	Cells
Structured hexahedral	C	10 652 048	10 263 573
	M	26 161 892	25 381 450
	F	38 351 752	37 479 330
Hybrid tetrahedral	C	24 643 202	57 146 953
	M	28 832 374	66 220 879
	F	63 396 200	166 309 027

Table 2 : *Structured hexahedral meshes comparing hybrid and tetrahedral methods for the geometry B*

	Mesh	Points	Cells
Structured hexahedral	C	10 438 752	10 040 990
	M	26 818 352	26 021 050
Hybrid tetrahedral	C	20 534 436	48 710 157
	M	22 919 786	55 246 687

4.1 Structured hexahedral meshes

Structured hexahedral meshes are designed with ANSYS ICEM CFD 13.0 and are of a multiblock type. Figure 6 and Figure 7 show the symmetry surface of the medium hexahedral mesh at different resolutions.

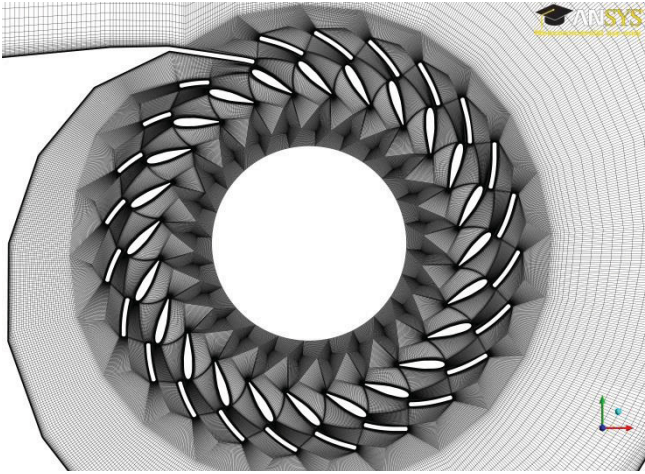


Figure 6 : *Structured hexahedral mesh of the geometry A on the symmetrical surface*

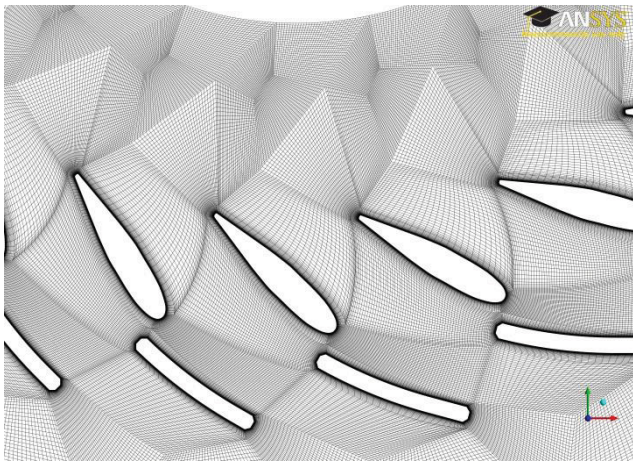


Figure 7 : *Closeup of the symmetry of the structured hexahedral mesh of the geometry B*

In this case, the structured hexahedral mesh has the advantage of an adequate definition of the leading and trailing edges of the hydraulic profiles. Elements in the wake are also of an appropriate density and positioned correctly. However, the use of structured hexahedral mesh in a spiral case brings several drawbacks. For example, the junction of the blocking of each channel of the spiral case leads to a needlessly high element density at the domain exit, as presented in Figure 8. This junction in the blocking also leads to poor-quality elements on the upper surface of the stay vanes, particularly near the leading edge. It is the same at the leading and trailing edges of the wicket gates in Figure 9.

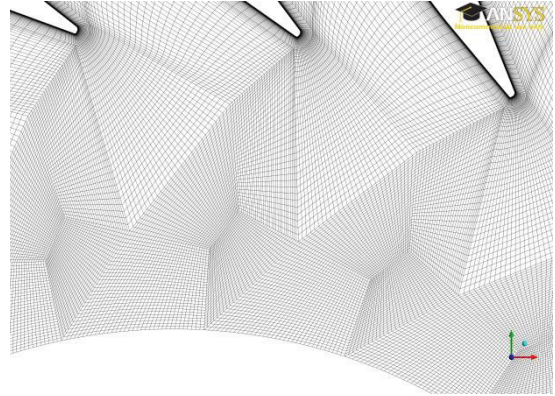


Figure 8 : *Structured hexahedral mesh near the spiral case exit*

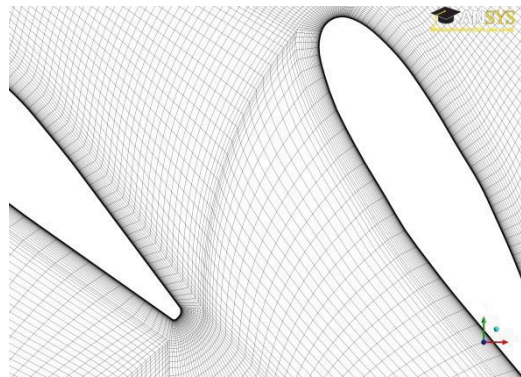


Figure 9 : *Structured hexahedral mesh near the wicket gates*

The time required to construct a structured hexahedral mesh for a spiral case is another drawback. The large number of operations related to the multiple blocks is the main cause, as shown in Figure 10 by the edge representation of the blocking.

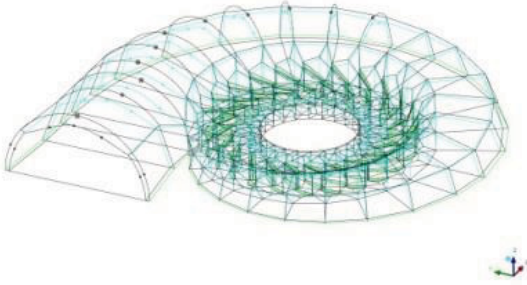


Figure 10 : *Isometric view of the blocking for the structured hexahedral mesh of the geometry A*

4.2 Hybrid tetrahedral mesh

Unlike structured hexahedral mesh, the hybrid tetrahedral design does not require complex blocking. The construction of the mesh with Pointwise 17.0 R1 begins with the design of a surface mesh. The volume mesh is then performed by a Pointwise tool called T-Rex, with smooth transition between prismatic and volume elements as shown in Figure 3. These tools allow a good-quality volume mesh to be created in a shorter timeframe than with the hexahedral structured mesh. The mesh density is generally adequate in every place of the spiral case. In addition, unlike the structured hexahedral topology, the wall elements are of a higher quality because they are more orthogonal. Figure 11 shows an example of the hybrid tetrahedral mesh for the geometry A.

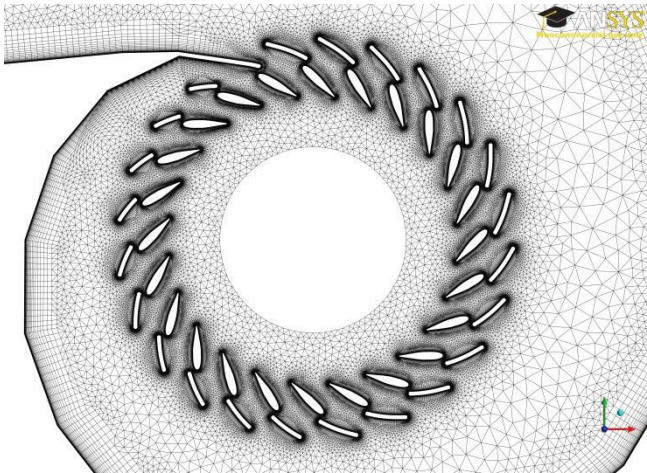


Figure 11 : *Hybrid tetrahedral medium mesh on the symmetric surface of the geometry A*

A drawback of using hybrid tetrahedral mesh is the difficulty to obtain a density of elements equivalent to that of the structured hexahedral in the wake of hydraulic profiles, as illustrated in Figure 12. In fact, the size of the elements increases too quickly. This difference may lead to an overestimation of the dissipation in the wake.

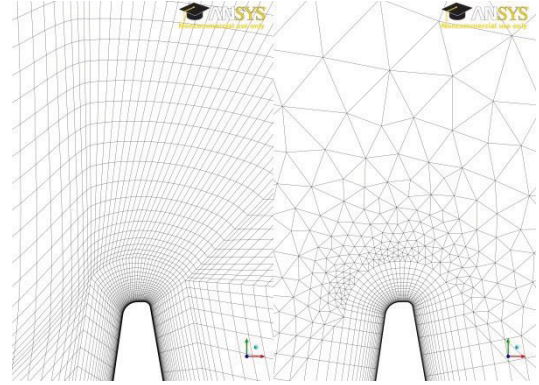


Figure 12 : *Mesh in the wake of a hydraulic profile (wicket gates trailing edge)*

5. CFD SOLUTION STRATEGY AND BOUNDARY CONDITIONS

The flow is computed for a Reynolds number of $1.6 \cdot 10^6$, based on the runner diameter (350 mm). It is modeled by the Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) and the standard SST turbulence. The presence of a separation and recirculation zone in the geometry A justifies the use of this turbulence model [5-7]. The second-order advection scheme of ANSYS CFX (blend factor = 1) is used to limit the numerical diffusion [8]. The convergence is obtained when the RMS residuals of the momentum and mass conservation equations are less than 10^{-5} . It is also verified that the total head loss in the spiral case has been stabilized. However, the presence of large recirculation zones prevents this level of convergence to be achieved for all calculations, but the total head loss is always stabilized. This implies that the flow is locally weakly unsteady.

The lack of information about the flow boundary conditions used in the physical setup lead us to assume the following conditions: the flow rate corresponding to a maximum opening of the wicket gates is imposed at the entrance of the spiral case by a velocity profile. This profile corresponds to a fully developed turbulent flow in a circular duct as described by the Power Law [9]. A zero static pressure is imposed at the spiral case exit. However, these conditions can only be valid in a comparative analysis situation.

6. RESULTS

Analysis of the total head loss as a function of the radius provides details about the loss through the spiral casing components, which in turn allows identification of the component that causes the largest total head loss. This information is used to amend the problematic component, for example, the stay vanes in the geometry A. Ultimately, the analysis helps in calculating the hydraulic efficiency of the turbine.

The meridian velocity on the symmetrical plane is also used to compare the two meshes. It provides qualitative information on the flow. For example, it shows the effect of recirculation zones or of an obtuse trailing edge. It also indicates if the hybrid tetrahedral mesh overestimates the dissipation of the wake. The meridian velocity is measured at 10 % upstream of the inlet radius of the stay vanes, between the end of the stay vanes and the beginning the guide vanes, and at the average radius of the runner inlet.

Figure 13 shows the evolution of the total head loss as a function of the radius in the geometry A. The difference of the total cumulative loss between the two types of mesh is approximately 10% and occurs predominantly near the trailing edge of the stay vanes and upstream of the leading edge of the guide vanes. Table 3 summarizes the total head loss of each component in the spiral casing of the geometry A. This figures that the larger total head loss in the stay vanes occurs in the hybrid tetrahedral mesh.

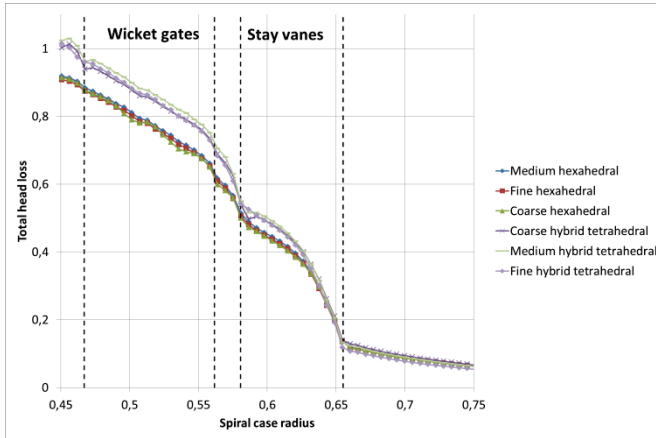


Figure 13 : Evolution of the total head loss as a function of the radius in the spiral case of the geometry A

Table 3 : Total head loss by components of the spiral casing for the geometry A

		Spiral Case	Stay Vanes	Guide Vanes	Total
Hybrid tetrahedral	C	0,172	0,580	0,322	1,076
	M	0,165	0,601	0,332	1,100
	F	0,143	0,592	0,356	1,091
Structured hexahedral	C	0,172	0,561	0,272	1,002
	M	0,172	0,575	0,265	1,012
	F	0,169	0,568	0,265	1,000

Figure 14 confirms that the total head loss difference originates at the end of the stay vanes. In fact, the hybrid tetrahedral mesh models a larger recirculation zone and thus a larger wake, as outlined in Figure 15. The better quality of the prism elements of the tetrahedral mesh on the wall could be the cause for that larger wake. Figure 16 shows that the prism elements in the hexahedral mesh wall are less orthogonal than those in tetrahedral mesh.

Furthermore, Figure 14 shows an effect of the second order advection scheme (blend factor = 1) used in the geometry A by the non-physical total pressure augmentation (red contour plot). This second order scheme could lead to local instabilities in cases of sudden flow direction change or coarse meshes. The adaptive CFX advection scheme (high resolution) should eliminates these instabilities but will induce more numerical diffusion in the presence of large recirculation zones.

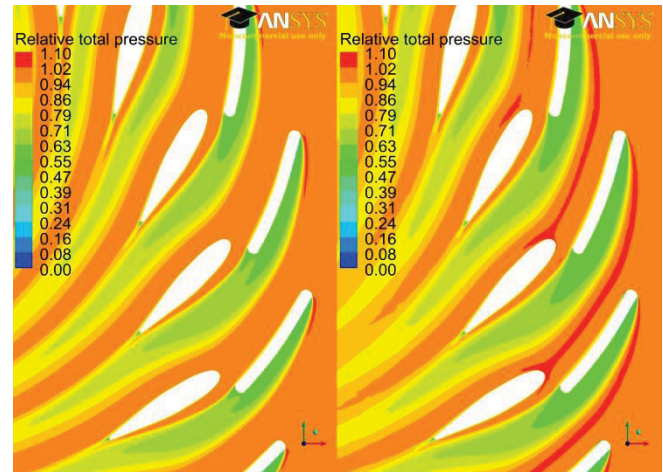


Figure 14 : Relative total head loss on the meridian plane for the geometry A with fine mesh, left: structured hexahedral, right: hybrid tetrahedral

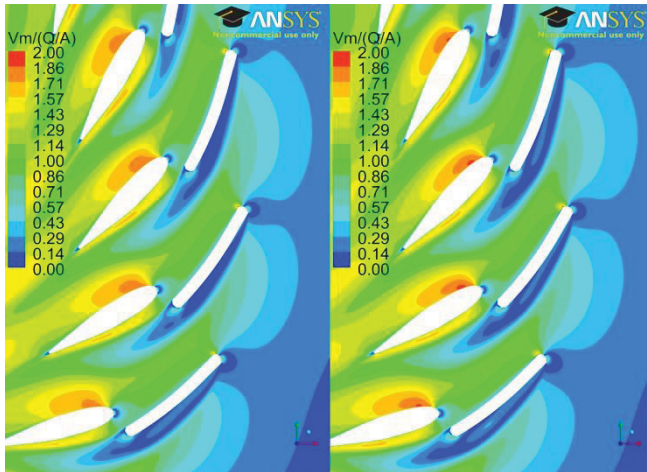


Figure 15 : Meridional velocity on the meridional plane for the geometry A with fine mesh, left: structured hexahedral, right: hybrid tetrahedral

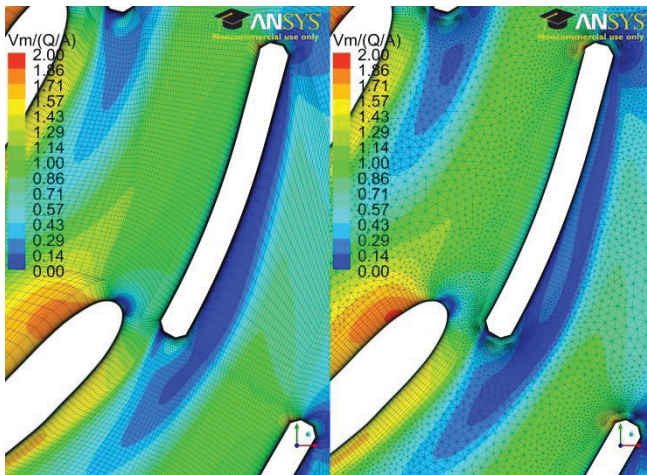


Figure 16 : Meridional velocity near a stay vane with fine mesh for geometry A with fine mesh

Figure 17 and Figure 18 show the meridional velocity profiles for the geometry A with medium and fine meshes. For both grids, the meridional velocity is almost identical at the entrance of the stay vanes. The slight difference is due to the azimuthal change in the distribution of the flow. It should be noted that the sudden jump in the meridional velocity corresponds to the end of the spiral case at an azimuthal position of 40° . The wave pattern in the velocity profile shows the influence of the leading edge of the stay vanes. The velocity profile in the gap between the stay vanes and the wicket gates is very similar for all meshes. However, there remains a slight difference caused by the largest recirculation zone in the hybrid tetrahedral mesh. The velocity profile at the entrance of the runner differs by its faster dissipation of the wake and a gap in the velocity profile. The former tends to carry out a smoothing of the velocity profile, and the latter results from the difference between the recirculation zones of the two meshes. As noted

on the velocity profile at the entrance of the stay vanes, the recirculation zone differences slightly change the flow distribution in the spiral case. These differences between the two meshes are slightly more pronounced with increased refinement. In fact, the recirculation zone is larger with hybrid mesh.

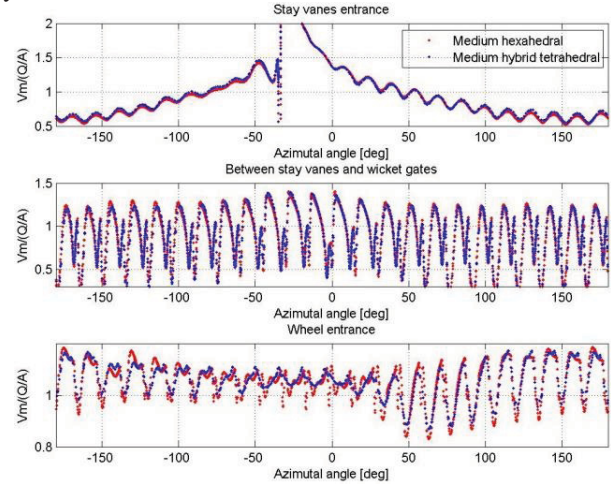


Figure 17 : Meridional velocity on the meridional plane of the geometry A as a function of the azimuthal angle with medium mesh

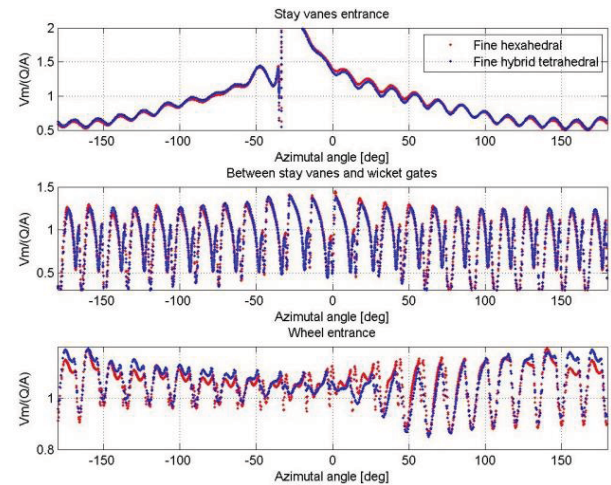


Figure 18 : Meridional velocity on the meridional plane of the geometry A as a function of the azimuthal angle with fine mesh

Figure 19 shows the total head loss as a function of the radius in the spiral case of the geometry B. In contrast to the geometry A, it appears that the evolution of the total head loss is very similar for both types of meshes. Only the coarse hybrid tetrahedral mesh differs in the total head loss to the end of the stay vanes and wicket gates. The too-rapid growth of the tetrahedral mesh at the trailing edge explains this difference. The total head loss in each component is then summarized in Table 4. Again, a good agreement

between the two meshes is observed, as the difference is usually less than 2 %.

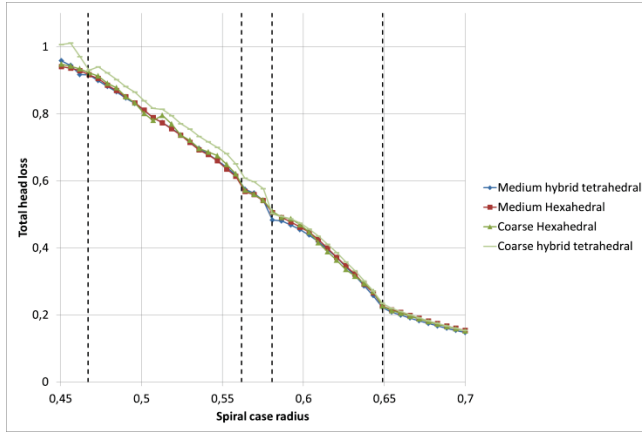


Figure 19 : Evolution of the total head loss as a function of the radius in the spiral case of the geometry B

Table 4 : Total head loss by components of the spiral casing for the geometry B

		Spiral Case	Stay Vanes	Guide vanes	Total
Hybrid tetrahedral	C	0,276	0,374	0,354	1,000
	M	0,264	0,350	0,374	0,984
Structured hexahedral	C	0,280	0,394	0,331	1,004
	M	0,283	0,386	0,331	1,000

Figure 20 shows the profiles of the meridian velocity for the geometry B. Only medium meshes are chosen due to the strong similarity of their assessment of the total head loss. As expected, the meridian velocity at the entrance of the stay vanes is almost identical for the two meshes. Similarly, the velocity is almost identical between the stay vanes and the wicket gates. The meridian velocity at the runner entrance shows that the hybrid tetrahedral mesh dissipates faster the wake. In fact, the extreme values caused by the wicket gate's wake are dispelled by this mesh. Figure 21 shows the overall effect of the dissipation of the wake caused by the too-rapid growth of the tetrahedral mesh. However, a strong similarity of the flow is observed between the two mesh types.

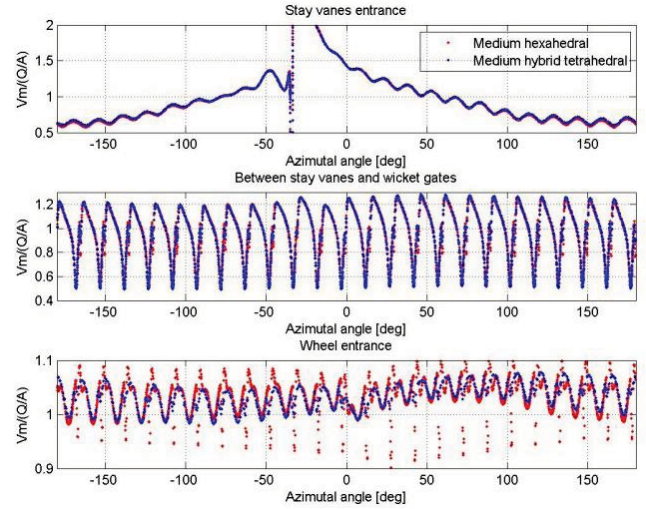


Figure 20 : Meridian velocity on the meridian plane of the geometry B as a function of the azimuthal angle

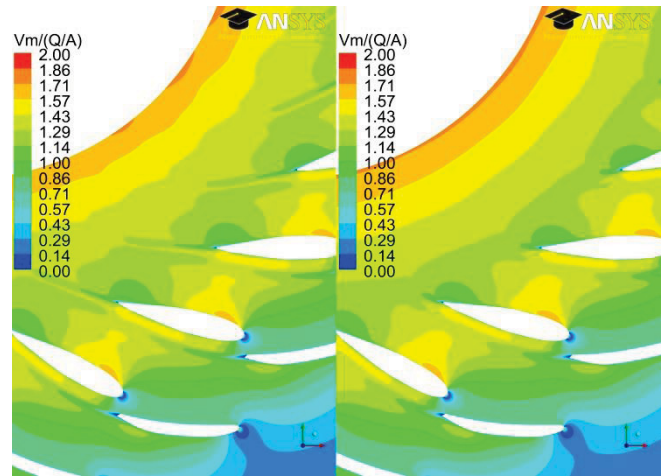


Figure 21 : Meridian velocity on the meridian plane for the geometry B with medium mesh

CONCLUSION

The comparison between the structured hexahedral and hybrid tetrahedral meshes in the complex geometry of a hydraulic turbine spiral case gives an advantage to the latter. In fact, Pointwise software eliminates many defects inherent to hybrid tetrahedral mesh, such as inadequate definition of hydraulic profiles and poor transition between prismatic and volume elements. This mesh also leads to higher quality elements near the walls. Furthermore, a significant savings in turnaround time is obtained for the mesh construction compared to the hexahedral mesh. Typically, the mesh design time is reduced between five and ten times with the construction of a hybrid tetrahedral mesh.

The results show a great similarity of the flow for the two meshes in the two geometries. However, the flow in the geometry A differs in the recirculation zones in the upper surface of the stay vanes. The hybrid tetrahedral mesh

models a larger recirculation zone than that of the structured hexahedral. The higher quality of the prismatic elements on the wall could be one cause. This difference modifies the evolution of the total head loss and slightly alters the meridian velocity profile. In addition to these differences, there is also a slightly faster dissipation of the wake downstream of hydraulic profiles in the hybrid tetrahedral mesh. The too-rapid growth of tetrahedral elements is the main cause. However, this disadvantage could be reduced with a finer mesh (and associated computational resources). In the absence of detailed experimental results about the flow in the spiral case, it is not possible to conclude on the accuracy of each mesh.

In regard to the geometry B, the flow and the evolution of losses are virtually identical. As in the geometry A, there is only a slightly larger dissipation of the wakes due to the rapid expansion of the size of tetrahedral mesh elements at the trailing edge.

Finally, the application of two types of mesh in both geometries shows similar results in terms of hydraulic performance. However, it is interesting to note that the evolution of the total head loss function of the radius in the spiral case shows that the hexahedral mesh requires fewer nodes than the tetrahedral hybrid mesh to achieve mesh independence. This can be an important factor when the available computing power is limited or the number of licenses for commercial software becomes an issue.

The application of the hybrid tetrahedral mesh is currently being used for the calculation of the entire flooded parts of a Francis hydraulic turbine. That study should allow demonstrating the validity of this meshing method compared with experimental results.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank Alstom Energy & Transport Canada Inc. for the permission to use the geometries as well as for its technical and financial support. A thank is also extended to CLUMEQ for the use of their computing resources through the Guillimin supercomputer. Finally, Amine Ben El Haj Ali is thanking for the first idea to use Pointwise.

REFERENCES

- [1] ANSYS ICEM CFD 13.0. Available from: <http://www.ansys.com/Products/Other+Products/ANSYS+ICEM+CFD>.
- [2] Pointwise 17.0 R1. Available from: <http://www.pointwise.com/>.
- [3] Steinbrenner, J.P. and J.P. Abelanet, Anisotropic Tetrahedral Meshing Based of Surface Deformation Techniques. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2007.
- [4] V. Dakshina, M., Hydraulic Turbines, in Handbook of Turbomachinery2003, CRC Press.
- [5] Shur, M., et al., Comparative Numerical Testing of One- and Two-Equation Turbulence Models for Flows with Separation and Reattachment, in 33rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit1995, American Institute of Aeronautics and Astronautics: Reno, NV.
- [6] Carregal-Ferreira, J., et al., Advanced CFD Analysis of Aerodynamics Using CFX. 2001.
- [7] Bardina, J.E., P.G. Huang, and T.J. Coakley, Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development, 1997, Nasa Technical Memorandum 110446: National Aeronautics and Space Administration.
- [8] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 13.0, ANSYS.
- [9] R. Munson, B., et al., Fundamentals of Fluid Mechanics. Sixth Edition ed2009, Hoboken, NJ: Wiley. 724.

BIBLIOGRAPHIE

- ANSYS. 2013a. *ANSYS ICEM CFD*. Waltham, MA. <<http://www.ansys.com/Products/Other+Products/ANSYS+ICEM+CFD>>.
- ANSYS, Inc. 2013b. *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*. Waltham, MA. <<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Fluid+Dynamics+Products/ANSYS+CFX/>>.
- ANSYS, Inc. 2013c. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. Waltham, MA. <<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Fluid+Dynamics+Products/ANSYS+CFX/>>.
- Association canadienne de l'hydroélectricité. 2008. *Hydropower in canada, past present and future*. Technical report.
- Bardina, J. E. ; P. G. ; Huang, et T. J. Coakley. 1997. *Turbulence modeling validation, testing, and development*. Technical report.
- Beaubien, Carl-Anthony. 2013. « Simulations numériques de l'écoulement turbulent dans un aspirateur de turbine hydraulique ». Master's thesis, Université Laval (Canada).
- Boussinesq, J. 1877. « Essai sur la théorie des eaux courantes ». *Mémoires présentés par divers Savants à l'Académie des Sciences*, vol. 23, p. 1-680.
- Carija, Z ; et Z ; Mrsa. 2003. « Complete Francis turbine flow simulation for the whole range of discharges ».
- Ciocan, Gabriel Dan, Thi Cong Vu, François Avellan, Bernd Nennemann, et Monica Sanda Iliescu. 2006. « Experimental Study and Numerical Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, n° 2, p. 146-158.
- Commission Electrotechnique Internationale, 1999. *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines - Essais de reception sur modèle*. éd. Deuxième édition. 578 p.
- Dekker, Marcel, 2003. *Hydraulic Turbines*. Dekker Mechanical Engineering. CRC Press. doi :10.1201/9780203911600.ch3.
- Eberle, Patrick, Michel Couston, et M. Sabourin. 2003. « The refurbishment of low head Francis turbines ». *International Journal on Hydropower and Dams*, vol. 10, n° 1, p. 45 - 48.
- El-Behery, Samy M. et Mofreh H. Hamed. 2011. « A comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser ». *Journal of Computers and Fluids*, vol. 44, p. 248-257.

- Eremeef, Louis-Raphael. 2013. « Turbines hydrauliques Essais et Cavitation ». *Techniques de l'ingénieur Frottement et usure*, vol. base documentaire :TIB464DUO., n° ref. article :bm4406.
- Francis, J.B., 1835. *Lowell hydraulic experiments, being a selection from experiments on hydraulic motors, on the flow of water over weirs, and in canals of uniform rectangular section and of short length : Made at Lowell, Massachusetts.*
- Gagnon, Jean-Mathieu, Claire Deschenes, Gabriel D Ciocan, et Monica Iliescu. 2008. « Numerical and Experimentation Investigation of Rotor-Stator Interactions In An Axial Turbine : Numerical Interface Assesement ». *ASME 2008 Fluids Engineering Division Summer Meeting*.
- H. Shapiro, Ascher, 1969. *Films Notes for Vorticity*. Chicago, Illinois : Encyclopedia Britannica Educational Corporation.
- Hirsch, Charles. 2007. Introduction : An initial guide to cfd and to this volume. *Numerical Computation of Internal and External Flows*, p. 1 - V. Butterworth-Heinemann, Oxford, éd. Second Edition. ISBN 978-0-7506-6594-0. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/B978-075066594-0/50039-4>. <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750665940500394>>.
- Hydro-Québec. 2008. *L'énergie de notre avenir, rapport annuel 2008*. Technical report.
- K. Kundu, Pijush, Ira M. Cohen, et David R. Dowling, 2011. *Fluid Mechanics*. éd. Fifth Edition. United States of America : Academic Press.
- Keck, H., P. Drtina, et M. Sick. 1996. « Numerical hill chart prediction by means of CFD stage simulation for a complete francis turbine ». In *Proceeding of the 18th IAHR Symposium*. (Valencia, Spain 1996).
- Kurokawa, Junichi, Hideaki Nagahara, et al. 1986. « Flow Characteristics in Spiral Casings of Water Turbines ».
- Kurosawa, S, S M Lim, et Y Enomoto. 2010. « Virtual model test for a Francis turbine ». *IOP Conference Series : Earth and Environmental Science*, vol. 12, n° 1, p. 012063.
- Labrecque, Y., M. Sabourin, et V. De Henau. 1996a. « From components to complete turbine simulation ». (Valencia, Spain 1996).
- Labrecque, Y., M. Sabourin, et C. Deschênes. 1996b. « Numerical simulation of a complete turbine and interaction between components ». (Lausanne, Switzerland 1996).
- Labrecque, Yves. 1999. « Simulation numerique des ecoulements dans une turbine hydraulique complete ». Master's thesis, Universite Laval (Canada).
- Lain, Santiago, Manuel Garcia, Brian Quintero, et Santiago Orrego. 2010. « CFD Numerial simulation of Francis turbines ». *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia*, vol. 51, p. 24-33.

- Launder, B. E. et B. I. Sharma. 1974. « Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc ». *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 1, n° 2, p. 131-137.
- Levy-Salvador, MM. et Milandre, 1923. *Notions sur le jeuageage des cours d'eau et sur les moteurs hydrauliques*. Paris : École Spéciale des Travaux Publics.
- Library Of Congress. Juillet 2013. « America's Story fom America's Library ». En Ligne. <http://www.americaslibrary.gov/jb/gilded/jb_gilded_hydro_1.html>. Consulté le 30 juillet 2013.
- Magnoli, M. V. et R. Schilling. 2011. « Increase of the Annual Energy Output in Hydraulic Powerplants through Active Flow Control ». *Munich University of Technology*.
- Majumdar, S. 1988. « Role of under-relaxation in momentum interpolation for calculation of flow with non-staggered grids ». *Numerical Heat Transfer*, vol. 13(1), p. 125-132.
- Martineau Rousseau, Philippe, Azzeddine Soulaïmani, et Michel Sabourin. 2013. « Comparison between structured hexahedral and hybrid tetrahedral meshes generated by commercial software for CFD hydraulic turbine analysis ». (Sherbrooke, Qc, Canada 2013).
- Maruzewski, P, H Hayashi, C Munch, K Yamaishi, T Hashii, H. P. Mombelli, Y Sutow, et F Avellan. 2010. « Turbulence modeling for Francis turbine water passages simulation ». *IOP Conference Series : Earth and Environmental Science*, vol. 12, n° 1, p. 012070.
- Mauri, S., J. L. Kueny, et F. Avellan. 2005. « Werlé-Legendre Separation in a Hydraulic Machine Draft Tube ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 126, n° 6, p. 976-980.
- McDonald, A.T., R.W. Fox, et R.V. Van Dewoestine. 1971. « Effects of Swirling Inlet Flow on Pressure Recovery in Conical Diffusers ». *AIAA Journal*, vol. 9, n° 10, p. 2014-2018.
- Menter, F. R., M. Kuntz, et R. Langtry, 2003. *Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model*, chapter xx, p. xx-xx. Begell House, Inc.
- Menter, F.R. 1992a. « Influence of freestream values on k- turbulence model predictions ». *AIAA journal*, vol. 30, n° 6, p. 1657 - 1659.
- Menter, F.R. 1992b. « Performance of popular turbulence models for attached and separated adverse pressure gradient flows ». *AIAA journal*, vol. 30, n° 8, p. 2068 - 2072.
- Menter, F.R. 1994. « Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications ». *AIAA journal*, vol. 32, n° 8, p. 1598 - 1605.
- Michel, B., M. Couston, M. Francois, et M. Sabourin. 2004. « Hydro turbines rehabilitation ». (London, United kingdom 2004), p. 3 - 12.

- Michel, B., G. Vuillerod, M. Francois, et T. Kunz. 2007. « Efficient rehabilitation of hydro generating units ». (Westmead Road, Sutton, SM1 4JH, United Kingdom 2007), p. 140 - 146.
- Morris, D.I., D.R. Froehlich, et O. Hartmann. 1988. « Hydroplant modernization guides - component evaluations ». (Chicago, IL, USA 1988), p. 19 - 25.
- Murty, V. Dakshina, 2003. *Hydraulic Turbines*. Dekker Mechanical Engineering. CRC Press. doi :10.1201/9780203911990.ch15.
- Nennemann, B., T.C. Vu, et M. Farhat. 2005. « CFD prediction of unsteady wicket gate-runner interaction in Francis turbines : A new standard hydraulic design procedure ». In *HYDRO 2005*.
- Payette, Félix-Antoine. 2006. « Simulation de l'écoulement turbulent dans les aspirateurs hydrauliques : Impact des paramètres de modélisation ». Master's thesis.
- Pointwise. 2013. *Pointwise*. Waltham, MA. <<http://www.pointwise.com/index.shtml>>.
- Pope, S. B. 2000. *Turbulent flows*. Cambridge University Press, London.
- Pope, SB. 1976. « The calculation of near-wake flows ». *Journal of fluid Mechanics*, vol. 73, n° Pt 1, p. 9-32.
- R. Munson, Bruce ;, Donald ; F. Young, Theodore ; H. Okiishi, et Wade ; W. Huebsch, 2009. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. éd. Sixth Edition. Hoboken, NJ : Wiley, 724 p.
- Rhie, C et W Chow, 1982. *A numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation*. Fluid Dynamics and Co-located Conferences. American Institute of Aeronautics and Astronautics. doi :10.2514/6.1982-998.
- Ruprecht, A. 2001. « Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery ». *Task Quarterly* 6 no.1, p. 187-208.
- Shur, M., M. Strelets, L. Zaikov, A. Gulyaev, V. Kozlov, et A. Secundov. 1995. « Comparative numerical testing of one- and two-equation turbulence models for flows with separation and reattachment ». *33rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, vol. AIAA 95-0863.
- Suzuki, Toshiaki, Toshio Kobayashi, Nobuyuki Taniguchi, Tomotatsu Nagafuji, Hiroshi Komiya, et Takako Shimada. 1996. « Flow Behavior Around Stayvanes and Guidevanes of a Francis Turbine ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 118, n° 1, p. 110-115.
- Timothy, Barth et Jespersen Dennis, 1989. *The design and application of upwind schemes on unstructured meshes*. Aerospace Sciences Meetings. American Institute of Aeronautics and Astronautics. doi :10.2514/6.1989-366.
- Tridon, S., S. Barre, G. Ciocan, C. Segoufin, et P. Leroy. 2012. « Discharge imbalance mitigation in Francis turbine draft-tube bays ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 134, n° 4, p. 041102 (8 pp.) -.

- Tridon, Sylvain. 2010. « Étude expérimentale des instabilités tourbillonnaires dans les diffuseurs de turbomachines hydrauliques ». PhD thesis, Institut Polytechnique de Grenoble.
- Trivedi, Chirag, Michel J. Cervantes, B. K. Gandhi, et Ole G. Dahlhaug. 2013. « Experimental and Numerical Studies for a High Head Francis Turbine at Several Operating Points ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 135, n° 11, p. 111102-111102.
- U.S. Department of Energy. Juillet 2013. « History of Hydropower ». En Ligne. <http://www1.eere.energy.gov/water/hydro_history.html>. Consulté le 30 juillet 2013.
- Verdurand, Georges, Lucien Megnint, et Robert Rey. 2013. « Turbines hydrauliques Description et fonctionnement ». *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques Pompes et helices*, vol. base documentaire :TIB173DUO., n° ref. article :bm4405.
- Vincent B., Philippe. 2010. « Simulations avancées de l'écoulement turbulent dans les aspirateurs de turbines hydrauliques ». Master's thesis, Université Laval (Canada).
- Vu, T. C. et W. Shyy. 1990. « Navier-Stokes Flow Analysis for Hydraulic Turbine Draft Tubes ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 112, n° 2, p. 199-204.
- Vu, T. C. et W. Shyy. 1994. « Performance Prediction by Viscous Flow Analysis for Francis Turbine Runner ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 116, n° 1, p. 116-120.
- White, Frank M., 2011. *Fluid Mechanics*. éd. Seventh Edition. New York, NY : Mc Graw Hill.
- Wikipedia. Aout 2013a. « Flow separation ». En Ligne. <http://en.wikipedia.org/wiki/Boundary_layer_separation>. Consulté le 28 août 2013.
- Wikipedia. Juillet 2013b. « Hydroelectricity ». En Ligne. <<http://en.wikipedia.org/wiki/Hydroelectricity>>. Consulté le 30 juillet 2013.
- Wilcox, David C. 1988. « Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models ». *AIAA Journal*, vol. 26, n° 11, p. 1299-1310.
- Wilcox, David C., 1993. *Turbulence Modeling for CFD*. Glendale, California : DCW Industries, Inc., 436 p.
- Wu, Jingchun, Katsumasa Shimmei, Kiyohito Tani, Joushirou Sato, et Kazuo Niikura. 2006. « CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines ». *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, n° 2, p. 159-168.
- Wu, Y, S Liu, X Wu, H Dou, L Zhang, et X Tao. 2010. « Turbulent flow computation through a model Francis turbine and its performance prediction ». In *IOP Conference Series : Earth and Environmental Science*. p. 012004. IOP Publishing.
- Yexiang, Xiao, Wang Zhengwei, Yan Zongguo, Li Mingan, Xiao Ming, et Liu Dingyou. 2010. « Numerical analysis of unsteady flow under high-head operating conditions in Francis turbine ». *Engineering Computations*, vol. 27, n° 3, p. 365-86.

Zoberi, A., J.L. Kueny, M. Fahrati, et F. Avellan. 2006. « Pump-Turbine Rotor-Stator Interaction in Generating Mode : Pressure Fluctuation in Distributor Channel ». In *The proceeding of the 23th IAHR Symposium*. (YOKOHAMA, Japon 2006), p. .